

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО
ОБРАЗОВАНИЮ

Восточно-Сибирский государственный
технологический университет

Н.А. Урханов, Б.Д. Цыдендоржиев, А.С. Бужгеев

**Проектирование и монтаж
вентиляционных и пневмотранспортных
установок
на предприятиях агропромышленного
комплекса**

Учебное пособие

Издательство ВСГТУ
Улан-Удэ 2005

Н.А.Урханов, Б.Д.Цыдендоржиев, А.С.Бужгеев

*Проектирование и монтаж вентиляционных и
пневмотранспортных установок
на предприятиях агропромышленного
комплекса*

В учебном пособии, предназначенном для студентов специальностей 170600 Машины и аппараты пищевых производств», 311500 «Механизация переработки сельскохозяйственной продукции» и 270100 «Технология хранения и переработки зерна» при изучении курса «Проектирование вентиляционных и пневмотранспортных установок на предприятиях системы агропромышленного комплекса» и выполнении курсового и дипломного проектирования по дисциплине, также полезно специалистам, занимающимся вопросами проектирования и эксплуатации вентиляционных и пневмотранспортных установок, изложены общие понятия о вентиляции, теоретические основы расчета вентиляционных установок, свойства пыли, методы очистки воздуха, основные узлы, детали и элементы вентиляционных установок, варианты заданий и расчета вентиляционных сетей.

Ключевые слова: пылеотделитель, вентиляция, воздухообмен, аспирация, оборудование, пневмотранспортер.

УДК 621.867.8(075.8)
ББК 38.762.2 Я 73
У-732

Рецензенты: **Ю.А.Сергеев**, к.т.н., профессор, зав. кафедрой «Механизация процессов сельскохозяйственного производства» БГСХА, «Заслуженный работник высшей школы РФ».

Д.А. Козлов, к.т.н., генеральный директор ОАО «Улан-Удэнская макаронная фабрика».

Н.А. Урханов, Б.Д. Цыдендоржиев, А.С. Бужгеев.

У-732 Проектирование и монтаж вентиляционных и пневмотранспортных установок на предприятиях агропромышленного комплекса: Учебное пособие. – Улан-Удэ, Изд-во ВСГТУ, 2005 – 160 с.

ISBN

Учебное пособие содержит сведения о свойствах и параметрах воздуха, источниках выделения вредных веществ и загрязнения воздуха, основных требованиях к его состоянию и параметрам, об их изменениях по I-d диаграмме и поддержании нормальных условий работы в цехах способами и средствами воздухообмена, проектированием и монтажом вентиляционных установок на основе основных уравнений и закономерностей движения воздушного потока в применении к вентиляционной и пневмотранспортной технике. Приведены сведения о методике проектирования установок, о способах очистки воздуха от пыли и материала, конструкции пылеотделителей и вентиляторов, о результатах исследований, проектирования и монтажа установок на предприятиях агропромышленного комплекса.

Пособие предназначено студентам специальностей 170600 «МАПП», 311500 «Механизация переработки сельскохозяйственной продукции» и 270100 «Технология хранения и переработки зерна», будет полезным специалистам, занимающимся вопросами проектирования вентиляционных и пневмотранспортных установок.

ISBN

ББК 38.762.2 Я 73
© Урханов Н.А. и др. 2004
© ВСГТУ, 2004 г

Оглавление

	Введение.....	3
Глава 1.	Общие понятия о свойствах и параметрах воздуха.....	4
1.1.	Воздух и его основные параметры.....	4
1.2.	Источники тепло- и влаговыделений и загрязнения воздуха, изменения его состояний в цехах.....	6
1.3.	Основные требования к параметрам воздуха и его параметров по диаграмме	11
1.4.	Определение изменений состояния воздуха и его параметров по I-d диаграмме.....	15
Глава 2.	Общие понятия о вентиляции.....	19
2.1.	Задачи вентиляционных установок.....	19
2.2.	Способы осуществления воздухообмена в помещении, аспирации оборудования.....	20
2.3.	Типы вентиляционных установок, их принципиальные схемы и рекомендации по их применению.....	25
Глава 3.	Теоретические основы расчета вентиляционных установок.....	29
3.1.	Основные уравнения воздушного потока в применении к вентиляционной технике.....	29
3.2.	График распределения давлений в вентиляционных воздухопроводах и выводы из его анализа.....	33
3.3.	Потери давления в воздухопроводах и вентиляционном оборудовании.....	38
Глава 4.	Пылевоздушные смеси и пылеотделители..	70
4.1.	Основные свойства пыли и пылевоздушных смесей.....	70

4.2.	Методы очистки и оценка эффективности работы пылеотделителя.....	72
4.3.	Классификация пылеотделителей.....	74
4.4.	Рекомендации по выбору, монтажу и эксплуатации пылеотделителей.....	84
Глава 5.	Вентиляторы.....	89
5.1.	Общее устройство и классификация.....	89
5.2.	Рекомендации по выбору, монтажу и эксплуатации вентиляторов.....	92
Глава 6.	Методика проектирования вентиляционных установок при выполнении курсовых и дипломных проектов.....	99
6.1.	Общие положения.....	99
6.2.	Основные требования к проектируемым вентиляционным установкам и методические рекомендации.....	102
6.3.	Основные этапы проектирования вентиляционных сетей.....	104
6.4.	Варианты задания на проектирование вентиляционных установок.....	111
6.5.	Пример расчета вентиляционных установок с применением ЭВМ.....	116
Глава 7.	НИРС и реальное проектирование вентиляционных установок.....	123
Глава 8.	Расчет пневмотранспортных установок.....	128
8.1.	Классификация ПТУ.....	128
8.2.	Составные элементы пневмоустановок.....	129
8.3.	Основы компоновки и проектирования пневмотранспортных установок.....	129
8.4.	Особенности пневмоустановок на мукомольных заводах с комплектным	130

	оборудованием.....	
8.5.	Особенности расчета пневмотранспортных установок.....	132
8.6.	Расчет всасывающих пневмотранспортных установок методом массовой концентрации.....	135
Глава 9.	Монтаж вентиляционных и пневмотранспортных установок.....	142
9.1.	Организационно-технические основы.....	142
9.2.	Монтаж оборудования установок.....	143
	Список использованной литературы.....	148
	Приложения.....	150

ВВЕДЕНИЕ

При решении задач по ускорению научно-технического прогресса, техническому перевооружению и реконструкции производства, значительному повышению производительности труда и качества продукции, значительная роль принадлежит вентиляционной технике. От ее совершенства и надежной работы зависит эффективность производства за счет улучшения условий труда, очистки воздуха и охраны окружающей среды.

На предприятиях агропромышленного комплекса, где выполнение производственных процессов связано с выделением пыли, влаги, газов, тепла и других вредностей в производственные помещения, особенно важно, чтобы была обеспечена высокая эффективность работы вентиляционных и пневмотранспортных установок. Поэтому необходимы знания по курсу, умения и практические навыки применения их при проектировании, монтаже, наладке и эксплуатации вентиляционных и пневмотранспортных установок с учетом предъявляемых требований.

Основные «Санитарные нормы проектирования промышленных предприятий» СН245-71 определяют допустимые нормы запыленности, загазованности, относительной влажности, скорости движения воздуха, освещенности, шума и вибрации в рабочей зоне производственного помещения. Вентиляционные установки, при условии их правильного проектирования и монтажа, обеспечивают поддержание требуемых параметров воздуха, создание необходимых санитарно-гигиенических и технологических условий производства в цехах. В результате создаются условия для повышения производительности труда и эффективности работы технологического оборудования, исключения конденсации паров влаги и

осаждения пыли и других вредных веществ на поверхностях оборудования, устраняется их губительное воздействие на оборудование и продукт.

Учебное пособие написано на основе издания 1986 года с учетом опыта преподавания курса, проектирования, монтажа, наладки и эксплуатации вентиляционных и пневмотранспортных установок на зерноперерабатывающих и пищевых предприятиях Республики Бурятия и Иркутской области, выполненных на кафедре МАПП-ТОПХПЗ в учебном процессе и по хоздоговорам в период с 1972 г. по 1987 г.

Книга предназначена для студентов, обучающихся по специальностям 170600 «Машина и аппараты пищевых производств»; 311500 «Механизация переработки сельскохозяйственной продукции»; 270100 «Технология хранения и переработки зерна», а также для специалистов, занимающихся проектированием и монтажом вентиляционных и пневмотранспортных установок.

Глава 1. ОБЩИЕ ПОНЯТИЯ О СВОЙСТВАХ И ПАРАМЕТРАХ ВОЗДУХА

1.1. Воздух и его основные параметры

Условия работы вентиляционных установок, интенсивность воздухообмена, исходные значения для расчетов вентиляционной сети зависят от состояния воздуха и его параметров.

Воздух в помещении, в рабочих пространствах технологического и вентиляционного оборудования представляет собой смесь сухого воздуха с водяными парами (далее такую смесь будем называть смесью воздуха).

В пределах температур и давления воздуха, допускаемых в вентиляционных установках, можно применять законы физики, установленные для идеальных газов.

Параметрами, характеризующими состояние воздуха, служат: давление, удельный вес, удельный объем, влажность, влагосодержание, температура и энтальпия.

Давление. Согласно закону Дальтона общее давление смеси идеальных газов равно сумме парциальных давлений отдельных газов, входящих в эту смесь. Следовательно, атмосферное давление складывается из парциального давления сухого газа $P_{с.в.}$ и парциального давления водяных паров P_n :

$$P_a = P_{с.в.} + P_n, \quad (1.1.1)$$

Размерность давления (н/м^2) называют "Паскаль" (Па). Между единицами измерения давления в различных системах существуют следующие зависимости: $1 \text{ н/м}^2 = 1 \text{ Па} = 0,102 \text{ кг/м}^2 = 0,102 \text{ мм вод. ст.} = 7,49 \cdot 10^{-3} \text{ мм рт.ст.}$ В вентиляционной технике различают три вида давлений:

абсолютное P , атмосферное P_a и избыточное H , между которыми существует следующая зависимость:

$$\pm H = P - P_a. \quad (1.1.2)$$

Положительные и отрицательные значения избыточного давления характеризуют создание давления или разрежения в вентиляционных установках относительно атмосферного давления.

Характеристика состояния идеального воздуха определяется по уравнению Клайперона-Менделеева:

$$P \cdot V_z = R \cdot T, \quad (1.1.3)$$

где P - давление газа, н/м^2 ;

V_z - объем газа, $\text{м}^3/\text{кг}$;

T - абсолютная температура газа, К;

R - удельная газовая постоянная, кДж/кгК .

Значения газовой постоянной для сухого воздуха $R_{с.в.} = 287 \text{ Дж/(кг К)}$ и для водяного пара $R_n = 461 \text{ Дж/(кг К)}$. Входящее в уравнение (1.1.3) значение V_z характеризует удельный объем смеси газа и пара и зависит от T и P . Обратная величина V_z^{-1} характеризует удельную плотность смеси воздуха ρ или она представляет собой отношение массы смеси воздуха к занимаемому объему $\frac{(m_{с.в.} + m_n)}{V}$, и

если разделить слагаемые $\frac{m_{с.в.}}{V_{с.в.}}$ и $\frac{m_n}{V_n}$, каждое из которых представляет собой соответственно удельные плотности $\rho_{с.в.}$ и ρ_n , тогда $\rho_{с.в.} + \rho_n = \rho$. При нормальных условиях (т.е. $P = P_a$, $t = 273 \text{ }^\circ\text{К}$) плотность $\rho_{с.в.}$ сухого воздуха равна $1,293 \text{ кг}\cdot\text{м}^{-3}$, а плотность смеси воздуха на основе закона Дальтона и характеристического уравнения можно записать в следующем виде:

$$P = \frac{P_a}{R \cdot T} - 0,0013 \frac{P_n}{T}. \quad (1.1.4)$$

Как видно из формулы 1.1.4, плотность смеси воздуха зависит от двух параметров: температуры ($T = 273 + t$) и парциального давления P_n водяного пара. С увеличением P_n и T плотность уменьшается.

В процессе нагрева, охлаждения и увлажнения неизменной величиной остается $m_{c.в.}$, поэтому в расчетах удобнее пользоваться отношением $\frac{V}{m_{c.в.}}$, которое называется

удельным объемом сухого воздуха V_0 . Значения V_0 даны в приложении 1.

Влажность воздуха. Показателями ее может служить абсолютная влажность, относительная влажность и влагосодержание. Абсолютная влажность воздуха - масса водяного пара, содержащаяся в 1 м^3 влажного воздуха. Относительная влажность воздуха - отношение массы водяного пара к максимально возможному содержанию её в 1 м^3 смеси воздуха при тех же значениях температуры и давления. Температура воздуха, при которой $\phi = 100 \%$, называется температурой точки росы T_p .

Влагосодержание воздуха (α) характеризует количество водяного пара, отнесенное к массе сухой части

смеси воздуха $\frac{m_n}{m_{c.в.}}$. Применяя характеристические

уравнения к пару $P_n \cdot V = R_n \cdot T$, и к сухому воздуху $P_{c.в.} \cdot V = R_{c.в.} \cdot T$ произведя некоторые преобразования с

учетом $V = \rho^{-1}$, получим $d_n = 0,622 \frac{P_n}{P_{c.в.}}$.

При $\phi = 100 \%$ парциальное давление пара равно парциальному давлению насыщенного пара P_n .

Влагосодержание насыщенного воздуха d_n равно $0,622 \cdot \frac{P_n}{P_{c.в.}}$.

Разность $d_H - d_{II}$ характеризует способность воздуха к поглощению влаги.

Энтальпия воздуха. Энтальпия или теплосодержание смеси воздуха характеризует количество тепла, необходимое для нагрева 1 кг воздуха от 0^0 до температуры t^0 , отнесенное к единице массы сухого воздуха. На основании закона Дальтона энтальпию смеси воздуха можно представить как сумму энтальпии пара I_{II} и сухого воздуха $I_{c.в.}$:

$$I = I_{II} + I_{c.в.} \quad (1.1.5)$$

Энтальпия сухого воздуха $I_{c.в.} = c_{c.в.} \cdot t$, где $c_{c.в.} = 1 \text{ кДж/кг}$, град -теплоемкость сухого воздуха, а энтальпия пара

$$I_{II} = (r + c_{II} \cdot t) \cdot d,$$

где $r = 2500 \text{ кДж/кг}$ -удельная теплота парообразования;

$c_{II} = 1,93 \text{ кДж/кг К}$ -теплоемкость пара;

α , кг/кг с.в. - влагосодержание смеси воздуха.

Вязкость воздуха является показателем, определяющие параметры его движения по воздуховодам вентиляционного оборудования и аспируемых машин. Коэффициент динамической вязкости определяется по формуле:

$$\mu = f \cdot \left(\frac{dV}{dn} \right)^{-1} \text{ н·с/м}^2 \quad (1.1.6)$$

где f - отношение силы трения, возникающей между соприкасающимися слоями, к поверхности соприкосновения;

$\left(\frac{dV}{dn} \right)$ - градиент скорости.

Отношение коэффициента динамической вязкости к плотности $\frac{\mu}{\rho} = \nu$ характеризует коэффициент

кинематической вязкости, который широко применяется в расчетах. Значения ν и μ даны в /6/.

В целях упрощения расчетов, пренебрегая малозначительными изменениями состояния воздуха и допуская применимость формул для идеальных газов, вводят понятие о стандартном состоянии воздуха. Стандартным называется воздух с плотностью $\rho = 1,2 \text{ кг/м}^3$, определенной при давлении $1,013 \cdot 10^5 \text{ Па}$, температуре 20°C и относительной влажности 50% и коэффициентом кинематической вязкости $\nu = 15 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

При расчетах вентиляционных установок, в которых смесь воздуха значительно отличается по своим параметрам от стандартного, необходимо вводить поправку на плотность воздуха, используя данные приложения 1.

В производственных условиях изменение параметров воздуха обусловлено источниками тепло -, влаге -, газо - и пылевывделений.

1.2. Источники тепло - и влаговывделений и загрязнения воздуха, изменения его состояний в цехах

Источниками тепло- и влаговывделений в производственных помещениях являются производственное оборудование и исходные нагретые материалы, работающие люди, поверхности жидких сред открытого оборудования и производственного помещения.

Величина избыточного тепла $Q_{\text{изб}}$ определяется из уравнения теплового баланса как разность между количеством выделяемого тепла $Q_{\text{выд}}$, потерями через ограждения и неплотности $Q_{\text{пот}}$, т.е. $Q_{\text{изб}} = Q_{\text{выд}} - Q_{\text{пот}}$. Величина теплотеря определяется по СНиП -33-75 в зависимости от климатических условий зоны и характера ограждений. Суммарный тепловой поток

$$Q_{\text{выд}} = Q_{\text{об}} + Q_{\text{м}} + Q_{\text{мех}} + Q_{\text{эл}} + Q_{\text{рад}} + Q_{\text{л}} + Q_{\text{вл}} + Q_{\text{п}} + Q_{\text{осв}} + Q_{\text{д}}, \quad (1.2.1)$$

где $Q_{\text{об}}$ - тепло, выделяемое нагретым теплоиспользующим оборудованием и горячими трубопроводами; $Q_{\text{м}}$ - тепловывделение от нагретых материалов и изделий; $Q_{\text{мех}}$ - тепловывделение от работающих механизмов и машин; $Q_{\text{эл}}$ - тепловывделение от электрооборудования; $Q_{\text{рад}}$ - тепло, получаемое от солнечной радиации; $Q_{\text{л}}$ - тепловывделение людей; $Q_{\text{вл}}$ - тепло, выделяемое испаряющейся влагой; $Q_{\text{п}}$ - количество тепла, поступающее в помещение от пара, прорывающегося через неплотности соединений; $Q_{\text{осв}}$ - тепло, поступающее от электрического освещения; $Q_{\text{д}}$ - тепловывделение от дополнительных источников тепла (нагревающие элементы, батареи, радиаторы и т.д). Наибольшая доля тепловывделений приходится на $Q_{\text{об}}$ и $Q_{\text{м}}$.

Величины тепловывделений, входящие в формулу (1.2.1), даны в справочной литературе.

Тепло- и влаговывделения от технологического оборудования, характерные для предприятий системы хлебопродуктов, даны в следующих таблицах.

Таблица 1.2.4
Тепло- и влаговывделения от технологического оборудования

Оборудование	Тепловывделение, V_t	Влаговывделение
Хлебозаводы		
Чан для закисания		

вместимостью, л		
300	955	0,97
550	1315	1,72
1000	2640	2,53
1500	3050	2,87
3000	4420	5,87
Чан для брожения закваски		
вместимостью, л	1080	0,9
10000	128	1,02
1300		
Дрожжевой чан		
вместимостью, л	780	0,8
1000	920	0,65
1500	1335	0,85
3000		
Чан для приготовления питательной смеси		
вместимостью, л	325	0,22
	442	0,39
300	779	0,57
550	1145	0,65
1000		
1500		
Сборник		
вместимостью, л	575	0,47
300	870	0,84
350	1510	-
Заварочная машина		

Тепловыделения здорового человека в окружающую воздушную среду составляют: в состоянии покоя около 116 Вт, при выполнении тяжелого физического труда до 464 Вт. Доля теплоотдачи соответственно составляет 30 % тепла

конвенцией, 25 % - испарением, 45 % - излучением и около 5 % - с выдыханием воздуха.

Таблица 1.2.5

Тепловыделение от хлебопекарных печей и сушилок
для макарон

Марка печи и сушилки	Тепловыделения, Вт	
	В топочное отделение	В пекарный зал
УПГ-3	17400	11600

Продолжение табл.1.2.5

ВК (бараночная)	14500	-
ХВ	47700	37200
ФТЛ - 2	38400	28500
Подмосковная	54600	38400
ХПГ	31400	23200
ХПН	67400	29100
БИ -25 с газовым обогревом	16750	-
БИ -50 — "—	35400	-
БИ -25 с электрообогревом	13000	
ПХС - 25 М	22800	
ПХС - 40 М	3600	
Сушилка в поточной линии	3720	
произ- водства длинных макаронных изделий ЛПЛ		
Сушилка конвейерная паровая	6270	

ПКС - 10	6270
ПКС - 20	9300
ПКС - 90	8140
СПК - 30	8140
СПК - 45	
Сушилка вертикальная КСВ	4650
Сушилка вертикальная шахтная	
ВИСЧ	13950

Производительность общеобменной вентиляции определяется из тепловлажностного баланса производственного помещения с учетом аспирационных систем технологического оборудования. Массовая производительность воздуха для случая тепловыделений:

$$G_Q = \frac{m \cdot Q_{изб}}{I_K - I_{II}}, \text{ кг/ч} \quad (1.2.2)$$

где $Q_{изб}$ - количество избыточного тепла, кДж/ч;

I_n, I_K - начальное и конечное теплосодержание приточного воздуха, кДж/кг;

K - коэффициент, выражающий отношение тепловыделений, непосредственно влияющих на температуру воздуха в рабочей зоне, к общему количеству активных тепловыделений. В зависимости от удельного расхода воздуха принимают следующие значения этого коэффициента:

0	10	20	30-40	50-60	70-80	90-110	120-150
1	0,9	0,85	0,8	0,75	0,7	0,65	0,6

Практически в производственных помещениях технологическое оборудование, работающее с активным тепловыделением, устанавливается в отдельных цехах и поэтому принимают $m=1$. Массовая производительность для случая влаговыведений:

$$G_w = \frac{m \cdot W}{d_k - d_n}, \text{ кг/ч}, \quad (1.2.3)$$

где W - количество выделяющейся в помещение влаги, кг/ч;

$d_k - d_n$ - конечное и начальное влагосодержание приточного воздуха в рабочей зоне, кг/кг.

В формулах 1.2.2 и 1.2.3 обычно известны следующие величины: $Q_{изб}$, W , I_n и d_n . Значения параметров тепло- и влагосодержания определяются по $I-d$ диаграмме по нормируемым и допустимым значениям температуры и влажности воздуха в помещении. Для определения количества воздуха для общеобменной вентиляции G_Q и G_w необходимо экспериментальное определение параметров воздуха I_K и d_K в помещении при температуре воздуха t_b и относительной влажности ϕ_b . Для определения t_b и ϕ_b можно использовать технические средства измерения: термографы, самопишущие электронные потенциометры и мосты для измерения температуры с пределами от -50°C до $+100^\circ\text{C}$, гигрографы, автоматические психрометры, аспирационные психрометры и гигрометры. Экспериментальное определение параметров воздуха и обнаружение их отклонений от рекомендуемых проводятся в производственных помещениях, находящихся в длительной эксплуатации и не обеспечивающих нормальные условия работы, т.е. в случаях необходимости реконструкции или создания новых вентиляционных систем. Расчет количества воздуха общеобменной вентиляции и аспирации оборудования дан в разделе расчета воздухообмена.

При наличии выделений вредных паров, газов и пылей количество вентиляционного воздуха определяется по следующей формуле:

$$G_n = \frac{G_{вр} \cdot 1000}{V_0 \cdot (K_y - K_n)}, \text{ кг/ч}, \quad (1.2.4)$$

где $G_{вр}$ - количество выделяемой вредности, г/ч;

K_n, K_y - концентрации вредных паров, газов или пылей соответственно в приточном и удаляемом воздухе, мг/м.

При условии, если $G_q = G_w = G_n$, то принимается наибольшее значение производительности общеобменной вентиляции.

Для определения объемного количества воздуха необходимо умножить G_q, G_w, G_n на объемную массу воздуха V_0 .

При недостаточности справочных данных величин, входящих в формулу 1.2.1, можно определить их по следующим формулам:

$$Q_{об} = \alpha \cdot F_n \cdot (t_n - t_в), \quad (1.2.5)$$

где α - коэффициент теплоотдачи от поверхности оборудования в воздух Вм/(м²·К) при естественной конвекции $V = 0,5$ м/с, $\alpha = A \cdot \sqrt[4]{t_n - t_в}$, где A для плоских цилиндрических стенок - 2,56; для горизонтальной стенки, обращенной теплопередающей поверхностью вверх, - 3,26; обращенной поверхностью вниз - 1,31; для горизонтальной цилиндрической стенки - 1,18;

F_n - площадь теплоотдающей поверхности оборудования, м²;

t_n - температура поверхности оборудования, °С;

$t_в$ - нормируемая температура воздуха в помещении, °С.

Для ориентировочных расчетов величину $G_{об}$ можно принимать равной до 30 % от общего количества тепла, потребляемого аппаратом:

$$Q_m = 0,278 \cdot G_M \cdot C_M \cdot (\theta_G - \theta_K), \quad (1.2.6)$$

где G_M - масса материала, кг/ч;

C_M - удельная теплоемкость материала, кДж/кг К;

θ_G, θ_K - начальная и конечная температуры остывающих материалов, °С.

$$Q_{эл} = 1000 \cdot N \cdot (1 - \eta), \quad (1.2.7)$$

где N - мощность электродвигателя;

η - КПД электродвигателя при полной нагрузке

$$Q_M = 1000 \cdot N \cdot \psi, \quad (1.2.8)$$

где N - установленная мощность электродвигателей на оборудовании;

ψ - коэффициент, учитывающий отношение средней фактической потребляемой мощности к установленной мощности электродвигателей.

$$Q_{л} = 116 \cdot \eta, \quad (1.2.9)$$

где n - количество людей, работающих в данном помещении

$$Q_{вл} = W \cdot (692 + 0,50 \cdot t_{ж}), \quad (1.2.10)$$

где W - количество влаги, поступающей в помещение от испаряющейся жидкости, кг/ч;

$t_{ж}$ - температура жидкости, °С.

$$Q_{п} = 0,278 \cdot G_{п} \cdot C_{п} \cdot t_n, \quad (1.2.11)$$

где $G_{п}$ - количество прорывающегося пара, кг/г;

$C_{п}$ - теплоемкость пара, кДж/кг К;

t_n - температура пара, °С.

$$Q_{осв} = 100 \cdot N \cdot \alpha, \quad (1.2.12)$$

где N - установленная мощность осветительных приборов, Вт;

α - коэффициент, учитывающий вид арматуры и тип лампы (принимается по литературе /16/).

Кроме тепло- и влаговыделений на предприятиях системы хлебопродуктов имеется значительное пылевыведение. Технологическая пыль подразделяется на три группы: органическая, неорганическая и смешанная. Степень вредности пыли для организма человека зависит от количества её во взвешенном состоянии, величины и формы частиц, химического состава и степени растворимости. Наличие тепло -, влаго - и пылевыведений приводит к изменению состояния воздуха в производственных помещениях. Для поддержания нормальных производственных процессов и охраны труда предъявляются определенные требования к воздушной среде производственного помещения.

Помимо указанных выше параметров воздушной среды производственных помещений, для здоровья и работоспособности человека большое значение имеет газовый состав воздуха и содержание в нем различных вредных примесей. Повышенные концентрации этих газов, паров и пыли в воздухе оказывают вредное воздействие на организм человека.

1.3. Основные требования к параметрам воздуха в производственных помещениях

Основными факторами, определяющими метеорологические условия производственной среды, являются: температура, влажность и скорость воздуха. Гигиеническое нормирование производственного микроклимата осуществляется по ГОСТу 12.1.005-76 ССБТ

"Воздух рабочей зоны. Общие санитарно-гигиенические требования". Данный ГОСТ устанавливает оптимальные и допустимые параметры температуры, влажности и скорости воздуха в рабочей зоне производственного пространства, а также учитывает количественное значение тепло -, влаго-, пылевыведения в рабочей зоне. По санитарным нормам проектирования промышленных предприятий СН245-71 /22/ под рабочей зоной принимается пространство высотой до 2 м над уровнем пола или площадки, на которых находится место постоянного или временного пребывания работающего.

Нормируемые значения параметров производственной среды в зависимости от сезона года, категории работ, характеристики производственных помещений даны в таблице 1.3.1.

Таблица 1.3.1

Оптимальные нормы температуры, относительной влажности и скорости движения воздуха в рабочей зоне производственных помещений

Сезон года	Категория работ	Температура T, °C	Относительная влажность, ф, %	Скорость движения воздуха V, м/с не более
Холодный и переходный периоды -	Легкая - I	20-23	60-40	0,2
	Средней тяжести-Па	18-20	60-40	0,2
	Средней тяжести-Пб	17-19	60-40	0,3
	Тяжелая III	16-18	60-40	0,3
Теплый период	Легкая - I	20-25	60-40	0,2
	Средней тяжести-Па	21-23	60-40	0,3
		20-22	60-40	0,4

	Средней тяжести-Пб Тяжелая III	18-21	60-40	0,5
--	-----------------------------------	-------	-------	-----

Как видно из таблицы, категории работ делятся на четыре группы: 1 - легкие работы (труд оператора и т.д.) с энергозатратами до 172 Вт, проводимые сидя, стоя или связанные с ходьбой, но не требующие систематического физического напряжения или поднятия тяжести; П а-работы средней тяжести с энергозатратами 172-232 Вт, выполняемые сидя или связанные с постоянной ходьбой, но не требующие перемещение тяжести; П б -работы средней тяжести с энергозатратами 232 - 293 Вт, связанные с ходьбой и перемещением тяжести до 10 кг; III - тяжелые работы (труд грузчика) с энергозатратами более 293 Вт, связанные с систематическим, физическим напряжением и переносом значительных (свыше 10 кг) тяжестей. Большинство работ в цехах предприятий министерства хлебопродуктов относятся к категории П а, П б.

В помещении со значительными тепло- и влаговыведениями возможно поддержание допустимых параметров окружающей среды (таблицы 1.3.2 и 1.3.3).

Таблица 1.3.2

Допустимые нормы температуры, относительной влажности и скорости движения воздуха в рабочей зоне производственных помещений в холодный и переходный периоды года

Категория работ	Температура Т, °С	Относительная влажность ф, % не более	Скорость движения воздуха V, м/с не	Температура воздуха вне постоянных рабочих мест, °С

			более	
Легкая - I	19-25	75	0,2	15-26
Средней тяжести- Па	17-23	75	0,3	13-24
Средней тяжести- Пб	15-21	75	0,4	13-24
Тяжелая- III	13-19	75	0,5	12-19

Помимо создания комфортных метеорологических условий производственной среды необходимо удаление вредных веществ, которые во всех случаях, согласно СН 245-71 и ГОСТ 12.1.005-76, не должны превышать концентрации вредных веществ предельно допустимых значений (ПДК) в воздухе рабочей зоны. Характерные для предприятий системы хлебопродуктов вредные вещества, их предельно допустимые концентрации в воздухе рабочей зоны даны в таблице 1.3.4.

Таблица 1.3.3

Допустимые нормы температуры, относительной влажности и скорости движения воздуха в рабочей зоне производственных помещений с избытками явного тепла в теплый период года

Категория работ	Температура в помещениях, с избытком явного тепла, °С		Относительная влажность в помещениях, %	Скорость движения (м/с) в помещениях с избытком явного тепла		Температура вне постоянных рабочих мест (°С) в помещениях с избытком явного тепла	
	Незначительная	Значительная		Незначительная	Значительная	незначительная	значительная
I	Не более	Не более	При 28°С – не более 55,	0,2-0,5	0,2-0,5	Не более чем на 3°С	Не более

П 6				0,3- 0,7	0,5- 1,0		

Продолжение таблицы 1.3.3

III	Не более чем на 3 ⁰ С выше средней температуры наружного воздуха в 13 ч самого жаркого месяца	Не более чем на 5 ⁰ С выше средней температуры наружного воздуха в 13 ч самого жаркого месяца, но не выше 26 ⁰ С	При 26 ⁰ С- не более 65, при 25 ⁰ С - не более 70, при 24 ⁰ С - не более 75	0,3- 0,7	0,5- 1,0		
-----	--	--	--	-------------	-------------	--	--

	а, но не выше 26 ⁰ С						
--	---------------------------------	--	--	--	--	--	--

Таблица 1.3.4

ПДК вредных веществ в воздухе рабочей зоны
(из СН 245-71)

Вещество	ПДК мг/м ³	Класс опасности	Агрегатное состояние
Акролеин	0,7	2	П
Аммиак	20	4	П
Ацетон	200	4	П
Акрилонитрин			П
Бензин растворитель и керосин (в пересчете на С)	300	4	П
Дихлорэтан	10	2	П

Продолжение таблицы 1.3.4

Известняк	6	4	А
Ксилол	50	3	П
Пыль зерновая	4	4	а
мучная	6	4	а
крахмальная			
сахарная	10		а
Ртуть металлическая, свинец	0,01	1	П
Серная кислота, серный ангидрид	1	2	а
Сернистый ангидрид	10	3	П
Сероводород	10	2	П

Соляная кислота	5	2	П
Спирт метиловый (метанол)	5	3	П
Скипидар (в пересчете на С)	300	4	П
Сода кальцинированная	2	3	а
Спирт этиловый	1000	4	И
Табак	3	3	а
Тальк	4	4	а
Толуол	50	3	П
Уайт-спирт (в пересчете на С)	300	4	П
Уксусная кислота	5	3	П
Углерод оксид	20	4	П
Углерод диоксид (углекислый газ)	9000	-	П
Чай	3	3	а
Чугун	6	4	а

Продолжение таблицы 1.3.4

Щелочи едкие (растворы NaOH)	0,5	2	а
Этиловый, диэтиловый эфир	300	4	П

Кроме санитарно-гигиенических норм параметров производственной среды необходимо соблюдение пожаро- и взрывобезопасных условий труда. По степени пожароопасности мучная, крахмальная и сахарная пыль относятся к первому классу.

Взрыв пыли возможен при определенной концентрации её в воздухе, колеблющейся в известных пределах (табл.1.3.5).

Таблица 1.3.5
Взрывные характеристики зерновой и мучной пыли

Вид пыли	Температура самовоспламенения, °С	Нижний предел взрываемости, г/м ³ НКПВ
Зерновая пыль в подсилосном отделении элеваторов	-	41
То же в надсилосном отделении элеваторов	-	62
То же в рабочей башне	-	135
Пыль мучная	626	17,6
зерновых отходов	-	25,5

Продолжение таблицы 1.3.5

чайная	-	32,8
Пыль комбикормовая	-	10
сахарная	525	8,9
шротовая (подсолнечника)	525	7,6
Мука пшеничная	39,6	30,0
ячменная	750	32,8
Отруби пшеничные	-	22,7
Сечка пшеничная	-	45,4

В зависимости от величины нижнего концентрационного предела воспламенения (НКПВ) все пожаро- и взрывоопасные пыли делятся на четыре класса, сгруппированные в группы А - взрывоопасные и Б- пожароопасные. В таблице 1.3.5 даны характеристики пыли группы А.

Источники тепло-, влаго-, газо- и пылевывделений обуславливают изменение состояния смеси воздуха от нормируемых и допустимых значений. Расчет данного изменения намного упрощается при использовании I-d диаграммы.

1.4. Определение изменений состояния воздуха и его параметров по I-d диаграмме

В расчетах процессов, связанных с влажным воздухом, широко используется I-d диаграмма, которая позволяет определять параметры воздуха и изображать процессы их изменений при осуществлении тепло- и массообменных процессов. На I-d диаграмме (рис.1.4.1) показаны основные параметры воздуха t , ϕ , p_n , I , d . Вертикальными линиями показаны значения влагосодержаний d (г/кг), наклонными - значения энтальпии I (кДж/кг), наклонные линии, направленные вправо вверх - значения температуры t ($^{\circ}\text{C}$), кривые - значения относительной влажности ϕ (%), в нижней правой части даны значения парциального давления пара P_n (Па).

По I-d диаграмме определяют по заданным двум параметрам (обычно по температуре и относительной влажности) воздуха все остальные его параметры и, зная параметры воздуха раз личных состояний, строят линию его изменений. Определение параметров воздуха и процессов

изменения его состояний необходимо для выполнения расчетов вентиляционных установок.

Пример 1. Воздух с параметрами $t_0 = -5^{\circ}\text{C}$, $\phi_0 = 60\%$ нагревается в калорифере до температуры $t_1 = 40,0^{\circ}\text{C}$, смешивается с отработанным в осушителе воздухом с параметрами $\phi_2 = 70\%$ $t_2 = 25^{\circ}\text{C}$ в соотношении 1:2 (принимая сухие части воздуха) и охлаждается до температуры точки росы. Найти и показать все параметры состояния влажного воздуха в процессе изменения. Построение дано на рис. 1.4.1.

Решение. Соединяя линии $t_0 = -5^{\circ}\text{C}$ и $\phi_0 = 60\%$, находим точку А и, проведя через точку А линии $\phi_0 = \text{const}$ и $d_0 = \text{const}$, определяем их значение $I_0 = -1,25$ кДж/кг.с.в., $d_0 = 1,51$ г/кг. Так как при нагреве в калорифере влагосодержание воздуха не изменяется $d_1 = d_2 = 1,51$ г/кг, новое состояние нагретого воздуха определится пересечением линий $d_1 = d_0 = \text{const}$ с $t_1 = 40^{\circ}\text{C}$ и охарактеризуется точкой В. По аналогии, как в точке А, определяем параметры воздуха в точке В и в точке С. Соответственно параметры воздуха в этих точках имеют следующие значения:

$$I_1 \cong 43 \text{ кДж/кг с.в.}, d_1 \cong 1,51 \text{ кДж/кг с.в.}, I_2 \cong 60 \text{ кДж/кг с.в.}, \\ d_2 \cong 14 \text{ кДж/кг с.в.}$$

При смешивании потоков воздуха, отработанного в осушителе и подогретого в калорифере, энтальпию смеси определяем по формуле:

$$I_{см} = \frac{I_1 \cdot G_1 + I_2 \cdot G_2}{G_{см}},$$

где $G_1, G_2, G_{см}$ - соответственно количество потоков воздуха, подогретого в калорифере и отработанного в осушителе и их смеси. Подставляя числовые значения находим $I_{см} \approx 54,3$ кДж/кг.

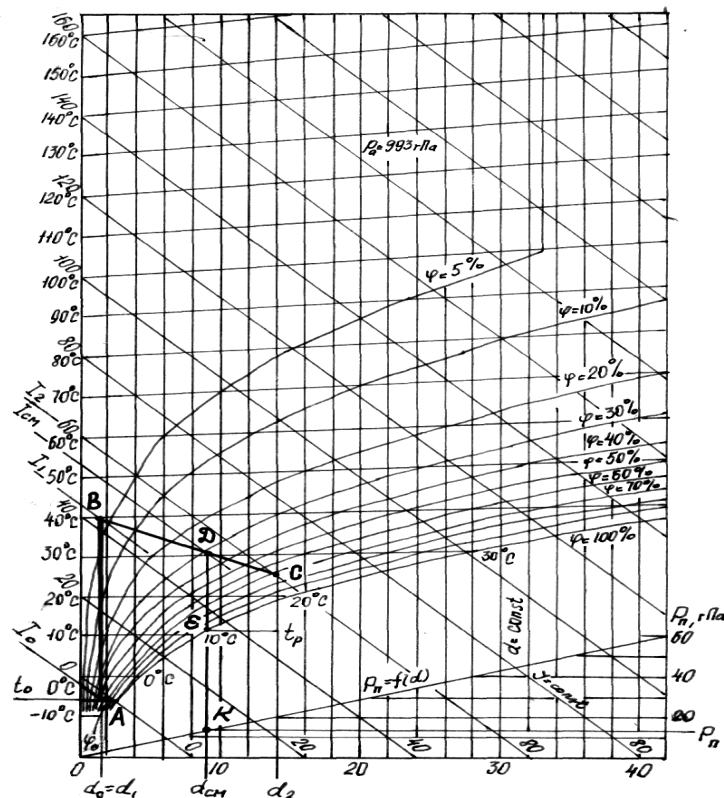


Рис.1.4.1 I-d диаграмма влажного воздуха

Пересечение линии $\square = \text{const}$ с линией BC, обозначаемое точкой Д, определяет параметры смеси. У данной смеси $\varphi_{\text{см}} = 32\%$, $\varphi_{\text{см}} = 9$ г/кг, $t_{\text{см}} = 30,5$ °С. При определении температуры точки росы t_p и парциального давления пара P_n охлажденного воздуха находим точки пересечения точек Е и К с линиями $\varphi = 100\%$ и $P_n = f(\alpha)$. Соответственно $t_p = 11$ °С и $P_n = 13$ гПа

Пример 2. В процессе работы оборудования выделяются явное и скрытое избыточное тепло $Q = 164800$ кДж/ч и влага $W = 50$ кг/ч. Предельно допустимые параметры внутреннего воздуха $t_b = +20$ °, $\varphi_b = 70\%$.

Определить температуру подогрева воздуха в калорифере для поддержания в цехе заданных метеорологических условий. Параметры наружного воздуха $t_0 = 10$ °, $\varphi_0 = 80\%$, $P_a = 993$ г Па.

Решение. Тепло- и влагосодержание наружного и внутреннего воздуха: $I_0 = -6,8$ кДж/кг, $\varphi_b = 46,5$ кДж/кг, $d_b = 10,42$ г/кг. Отсюда $\Delta I = I_b - I_0 = 53,3$ кДж/кг и $\Delta d = d_b - d_0 = 9,12$ г/кг,

Наносим на диаграмму точки А и Б, соответствующие начальному и конечному состоянию воздуха (рис.1.4.2).

Определяем угловой масштаб процесса $\varepsilon = \frac{Q}{W} = 3296$. Через

точку Б строим луч, соответствующий протеканию процесса. Для этого накладываем линейку на точку 0 шкалы температур и риску $\varepsilon = 3296$ I-d диаграммы, затем смещаем линейку параллельно до встречи с точкой Б и наносим на диаграмму линию ДБ. Из точки А параллельно линии $d = \text{const}$ проводим прямую до пересечения с линией ДБ. Точка Г даст параметры воздуха по выходе его из калорифера. Прямая АГ характеризует процесс подогрева воздуха при $d = \text{const}$, а прямая ГБ - изменение состояния воздуха в цехе. Температура подогрева воздуха в калорифере равна $t = 13,5$ °С.

Расчет изменения параметров влажного воздуха в процессах сушки, охлаждения и кондиционирования дан в литературе / 6, 10 /.

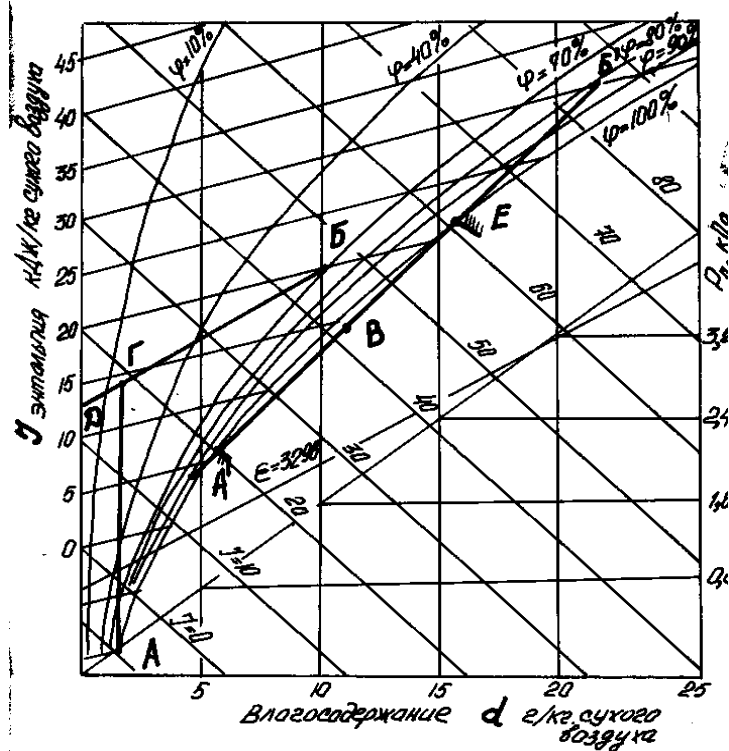


Рис. 1.4.2. Построение процесса изменения параметров воздуха на диаграмме

Пример 3. Определить допустимость смешивания воздуха, удаляемого из молотковой дробилки ДДМ размольного отделения комбикормового завода, имеющего температуру $t_B' = +30^\circ\text{C}$ и $\phi_B' = 80\%$, с воздухом, удаляемым из скребкового транспортера ТСТ -10065, имеющего температуру $t_A' = 5^\circ\text{C}$ и $\phi_A' = 90\%$. Нормы расхода воздуха в машинах соответственно равны $L_B' = 360 \text{ м}^3/\text{ч}$ и $L_A' = 600 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Решение: Определяем массу сухой части воздуха m по формуле $\square$, используя значение v_0 , данное в приложении 1, для ДДМ $m_B' = 0,907^{-1} \cdot 360 = 396,9 \text{ кг/ч}$, для ТСТ – 10065 $m_A' = 0,81^{-1} \cdot 600 = 738 \text{ кг/ч}$. На I-d диаграмме (рис.1.4.2.) находим точки A' и B', измеряем длину прямой A'B'. Она равна 96 мм. Положение точки определяем из соотношения $\frac{B'B}{A'B} = \frac{m_A'}{m_B'} = 1,86$.

$$\frac{A'B' - A'B}{A'B} = 1,86, \text{ отсюда } A'B = 33,2 \text{ мм.}$$

Вывод. Точка В находится в области конденсации влаги на линии ЕЖ ($\phi \geq 100\%$). Поэтому смешивать эти потоки воздуха нельзя.

Глава 2. ОБЩИЕ ПОНЯТИЯ О ВЕНТИЛЯЦИИ

2.1. Задачи вентиляционных установок

Создание нормируемых и допустимых параметров воздуха в производственных помещениях возможно за счет системы вентиляции. В этой связи выполнение санитарно-гигиенических требований к производственному микроклимату и к работе вентиляционного оборудования позволяет повысить производительность и культуру труда, обеспечить нормальные условия работы обслуживающего персонала. Обеспечение санитарно-гигиенических условий в производственных помещениях и предотвращение условий возникновения пылевых взрывов и пожаров являются основной задачей проектируемых вентиляционных установок. Кроме этого на предприятиях системы биопродуктов вентиляция имеет и технологическое назначение: обеспечивает очистку материала, сепарирование продуктов размола, охлаждение продукта, создание определенных условий в технологических машинах. В этой связи технологическое оборудование подразделяется на две группы: аспирируемое оборудование и оборудование, использующее воздушные потоки для технологических целей. К первой группе относятся: транспортные механизмы, весовые приборы, закрома силоса, бункеры, чаны, триеры, машины и аппараты для сухой и тепловой обработки зерна и других продуктов, магнитные сепараторы, выборные и дозирующие аппараты, размалывающее оборудование, щеточные машины и просеивающие устройства. Основная задача аспирации данного вида оборудования заключается в предотвращении выделения запыленного воздуха из пылезащитных кожухов

в производственное помещение и в обеспечении пожаро- и взрывобезопасных концентраций газов и пыли внутри оборудования. Эффективность решения данной задачи во многом обеспечивается как конструкцией самого оборудования, так и узлом его аспирации. Конструкция узла аспирации технологического или другого оборудования должна обеспечивать условие, при котором движение потока воздуха охватывает все его рабочее пространство и в местах наиболее интенсивного выделения вредных веществ имеет допустимую скорость.

Ко второй группе относятся: воздушные сепараторы, зерновые сепараторы, ситовые машины, сушильные установки, кондиционеры, оборудование активного вентилирования и хранения зерна и продуктов его обработки. Особенностью аспирации оборудования этой группы является то, что поток воздуха используется для технологических целей и его скорость в рабочей зоне машины принимается из условия обработки продукта. Такое оборудование характеризуется большим расходом воздуха, дифференцированной подачей его по зонам обработки материала. Выполнение технологических задач вентиляции способствует повышению качества и количества выпускаемой продукции. Вышеописанные задачи вентиляционных установок должны решаться в тесной взаимосвязи друг с другом.

2.2. Способы осуществления воздухообмена в помещениях, аспирации оборудования

Воздухообмен в производственных помещениях осуществляется способами естественной и принудительной вентиляции. Естественная вентиляция обеспечивается различными устройствами, использующими для побуждения

движения воздуха разность его температур и давлений внутри здания и за его пределами, характер распределения воздушного потока при обтекании тел без дополнительной затраты энергии, и применяется в небольших производственных помещениях при отсутствии источников интенсивного выделения вредностей. В производственных помещениях с действующим технологическим оборудованием используется принудительная вентиляция, которая включает в себя следующие основные элементы вентиляционных установок: воздухопроводы, вентилятор и пылеотделитель.

По характеру осуществления воздухообмена различают вентиляцию общеобменную и местную. Воздухообмен в помещении определяется как отношение расхода воздуха к объему помещения

$$i = \frac{L}{V}. \quad (2.2.1)$$

Допустимая величина воздухообмена для мельниц, крупяных и комбикормовых заводов $i_d = 1 \div 1,5$, а для элеватора составляет $i_d = 1.5 \div 3$. При $i \geq i_d$ проектируют тип вентиляционных установок с удалением очищенного воздуха наружу. Если $i < i_d$, то следует проектировать в цехе и другие типы вентиляционных установок с применением способов рециркуляции воздуха или подачи подогретого воздуха в помещение при помощи приточной вентиляции.

При наличии выделения вредностей в помещении количество вентиляционного воздуха определяется по формулам (1.2.2; 1.2.3; 1.2.4). При отсутствии избытков явного тепла, выделений влаги, газов и пылей необходимое количество воздуха определяется по санитарным нормам СН 245-71 в зависимости от объема помещения, приходящегося на одного работающего.

При проектировании вентиляционных установок объемы отсасываемого от оборудования воздуха задаются. Объем воздуха, принимаемый для аспирации оборудования и емкостей, определяется по выражению

$$L = L_H + L_{эж} + L_{вп} - L_{ун}, \quad (2.2.2)$$

где L_H - объем воздуха, поступающего в оборудование через плотности, $\text{м}^3/\text{ч}$;

$L_{эж}$ - объем воздуха, поступающего в оборудование по самотекам вместе с продуктом, $\text{м}^3/\text{ч}$;

$L_{вп}$ - объем воздуха, вытесняемого продуктом, $\text{м}^3/\text{ч}$;

$L_{ун}$ - объем воздуха, уносимого из оборудования по самотекам вместе с продуктом, $\text{м}^3/\text{ч}$.

Значения объемов воздуха, входящие в выражение (2.2.2), приведены в литературе [9,16, 27]. При выполнении курсового и дипломного проектов принимают условно $L_{эж} + L_{вп} - L_{ун} \cong 0$.

Из расчета воздухообмена определяем количество воздуха общеобменной и местной вентиляции и выбираем тип вентиляционной установки.

Общеобменная вентиляция. При общеобменной вентиляции выделяющиеся в помещении так называемые вредности (пыль, пары, газы, избытки тепла и т.п.) разбавляются воздухом, протекающим через вентилируемое помещение, до некоторого допустимого нормами содержания этих вредностей в помещении. Предположим, в помещении объемом $V_{зд}$ работает n установок, являющихся источниками выделения вредностей, каждая из которых имеет рабочее пространство $V_{пм}$ и соответственно выделяют $(G_{изб}, W, G_{вр}) = u_{п}$ вредности. Приточный воздух характеризуется следующими параметрами: $d_{п}, I_{п}, t_{п}, L_{п}, K_{п}$. Нормируемые и предельно-допустимые значения параметров производственной среды составляют $t_{п}, t_{д}, \phi_{п}, \phi_{д}, V_{п}, K_{д}$. Для поддержания данной производственной среды через

помещение должен проходить такой объем воздуха, который удовлетворяет условию баланса выделяемых и удаляемых вредностей, т.е.:

$$\sum G_{ep} = (K_y - K_n) \cdot L_n, \quad \sum W = (d_y - d_n) \cdot L_n,$$

$\sum Q_{ep} = (I_y - I_n) \cdot L_n$ (составлен по формулам 1.2.2; 1.2.3; 1.2.4). Отсюда искомый объем подаваемого в помещении воздуха равен:

$$L_n = \frac{\sum_{i=1}^n u_i}{K_y - K_n},$$

где K_y - концентрация вредностей, удаляемая из оборудования или помещения, г/м³, л/м³, Дж/ч;

K_n - первоначальная концентрация вредностей в приточном воздухе.

Параметры воздуха, удаляемого из помещения, соответствуют нормируемым и допустимым значениям. Тогда $\varphi_y = \varphi_d$ и φ_n , $t_y = t_d$ и t_n , $K_y = K_d$. Однако неравномерное смывание воздухом всех рабочих мест вентилируемого помещения и недостаточное перемешивание вредностей с воздухом могут создавать предпосылки для возникновения зон повышенного содержания вредностей. В этих зонах доводят концентрацию вредностей до требуемых нормированных и допустимых значений. В этой связи фактическая концентрация вредностей в помещении равен $K_y < K_d$.

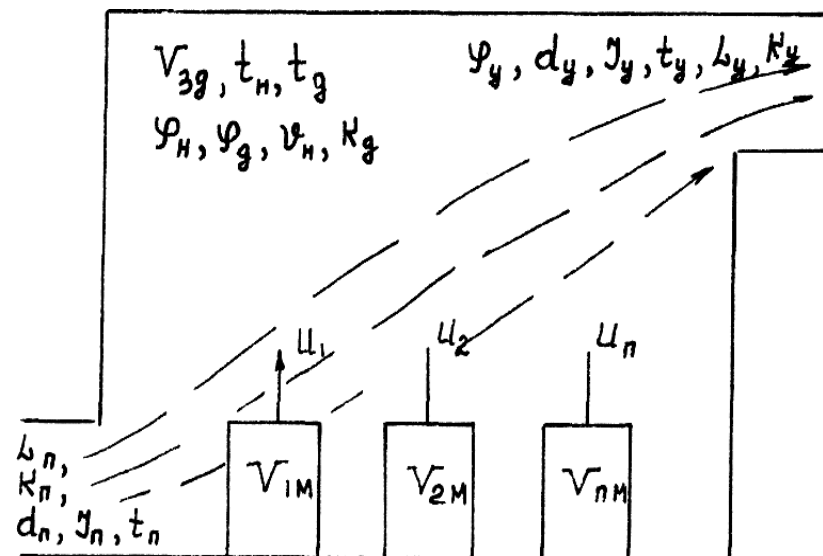


Рис. 2.2.1. Схема общеобменной вентиляции

Взаимосвязь между ними можно устанавливать через неравномерность концентрации вредности (H), тогда $K_y = K_d \cdot H$. С учетом этого расчетная производительность приточной вентиляции определяется по следующей формуле:

$$L_n = \frac{\sum_{i=1}^n u_i}{H \cdot K_d - K_n}, \quad (2.2.3)$$

где K_d - предельно допустимая концентрация вредностей в зонах повышенного содержания вредностей в рабочем пространстве оборудования или помещения.

Предельно допустимую концентрацию вредностей принимают по санитарным нормам СН-245-71 и справочникам, а неравномерность концентрации (H) определяют экспериментально для каждого конкретного случая производства и условия работы по обслуживанию

оборудования. $K_v = K_d \cdot H < K_d$ показывает, что воздухообмен следует производить из мест наибольшего выделения вредностей путем их ограждения от остальной части рабочего помещения или оборудования вытяжных устройств. Такой способ воздухообмена из помещения или оборудования способствует экономии энергии и повышает эффективность работы вентиляционных установок и производства на предприятиях. В этой связи необходимо провести дальнейшие исследования неравномерности концентрации вредностей в рабочих помещениях при работе оборудования в различных цехах предприятий агропромышленного комплекса, ввести понятия коэффициента неравномерности вредностей в цехах, зоне работы оборудования и рабочих, разработать рекомендации по проектированию устройства для местной вентиляции и аспирации оборудования.

Таким образом, уравнения баланса выделяемых и удаляемых вредностей позволяют не только определить количество воздуха для аспирации оборудования и местной вентиляции, но и проектировать экономичные вентиляционные установки. В общем обеспечивается уменьшение коэффициента воздухообмена в цехах и за счет этого наблюдается экономия электроэнергии и тепла.

Основное уравнение вентиляции

Уравнение выведено [8] с учетом непрерывных процессов выделения вредностей (пыль, газ, тепло) в количестве A (г/г, л/г, Дж/ч) в помещении или оборудовании объемом V (м³), из которого удаляется воздух объемом L (м³/г) с концентрацией вредностей X (г/м³) через промежуток времени t (ч) после начала работы оборудования при таком же объеме L подачи наружного воздуха с первоначальной концентрацией вредности a_1 . Обозначив значение начальной концентрации вредности в

рабочем пространстве помещения или оборудовании через a_0 и увеличение этой концентрации за время $dt-dx$, приращение вредностей в помещении – Vdx , определяем, что оно будет равно количеству вредностей, выделенных при технологических процессах обработки продукта в оборудовании за время $dt-Adt$, и количеству вредностей, поступающих с приточным воздухом – a , Ldt за вычетом их количества, удаляемого из помещения и вытяжным – $xLdt$. Такой баланс записывается уравнением $Vdt = Adt + aLdt - xLdt$, которое записываем в виде:

$$\frac{Vdx}{A + a_1L - Lx} = dt$$

В результате определенных преобразований и решения его в пределах от a_0 до X и от 0 до t , получено уравнение [8]:

$$\frac{A + a_1L - Lx}{A + a_1L - La_0} = e^{-\frac{L}{V}t},$$

которое применяется для расчета концентрации вредностей в зависимости от продолжительности работы оборудования t . Из уравнения видно, что $t = 0$.

В производственных помещениях неравномерность концентрации (H) может достигать 0,5...1,0. При этом расчетная производительность приточной вентиляции увеличивается в два раза. Кратность воздухообмена определяется по следующему выражению:

$$i_0 = \frac{\sum_{i=1}^n u_i}{(H \cdot K_o - K_n) \cdot V_{зо}}, \text{ ч}^{-1} \quad (2.2.4)$$

Общеобменная вентиляция обуславливается нерациональностью осуществления воздухообмена и использования тепла. Наиболее эффективно и экономично

удаление вредных с мест их выделения путем локального перемещения объемов воздуха. Этот вид воздухообмена называют местной вентиляцией.

Местная вентиляция. Эта система предотвращает распространение вредных выделений по производственному помещению, улавливая и удаляя их непосредственно около мест выделений или из рабочего пространства и оборудования. Аспирация оборудования является разновидностью местной вентиляции. Схема местной вентиляции показана на рис.2.2.2.

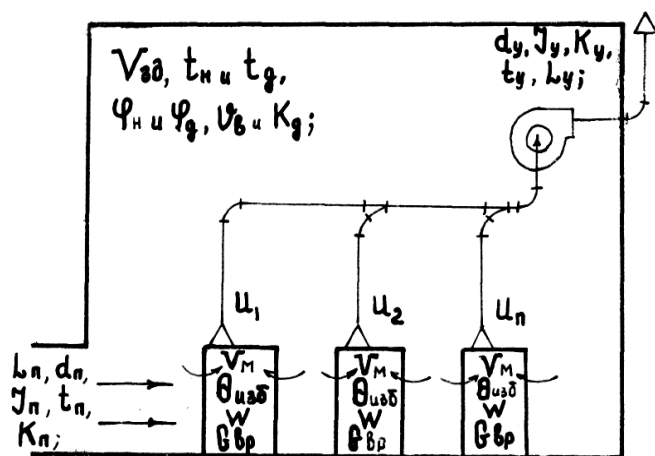


Рис.2.2.2. Схема местной вентиляции

Количество воздуха для местной вентиляции может быть определено в зависимости от выделения вредных аналогично общеобменной вентиляции. Так как вредности локализируются в рассматриваемом пространстве и удаляются с мест их выделения, т.е. при $N \approx 1$, то расчетная производительность местной вентиляции равна

$$L_n = \frac{\sum_{i=1}^n u_i}{K_d - K_n}, \quad (2.2.5)$$

и кратность воздухообмена для местной вентиляции определяется по выражению:

$$L_m = \frac{\sum_{i=1}^n u_i}{(K_d - K_n) \cdot \sum_{i=1}^n V_{mi}}, \quad (2.2.6)$$

При аспирации оборудования (по имеющимся и рекомендованным нормам расхода L_n воздуха) кратность обмена воздуха в помещении определяется по известной формуле:

$$i_m = \frac{\sum_{i=1}^n L_{ni}}{V_{зд}}, \quad (2.2.7)$$

и сопоставляется с ее рекомендуемыми значениями по литературе. Если отсутствует норма расхода воздуха на вентиляцию или аспирацию рабочего пространства нового или вновь проектируемого оборудования, то выражение (2.2.6) можно записать в форме:

$$i_m = \left(\sum_{i=1}^n a_i \cdot V_{mi} \right) \cdot V_{зд}^{-1}, \quad (2.2.8)$$

где V_{mi} и a_i – рабочее пространство i -го оборудования или рабочего места и кратность обмена воздуха в нем.

Анализ вентиляции на предприятиях показывает, что кратность обмена воздуха в помещениях уменьшается до 0,5 при применении аспирации оборудования. Однако при выборе системы вентиляции необходимо учитывать характер выполняемых технологических процессов при обработке

объекта, и в связи с этим нужно создавать эффективные конструкции оборудования и их узлов аспирации, чтобы использовать его аспирацию или местную вентиляцию на рабочем месте. Бывают случаи выполнения технологических процессов обработки продукта или сырья, когда применима только общеобменная вентиляция (например, цех созревания сыра и т.д.).

Таким образом, примерный анализ воздухообменов при различных системах вентиляции показывает очевидную целесообразность применения местной вентиляции и аспирации оборудования, обеспечивающих экономию энергии и тепла за счет наиболее рационального удаления выделяющихся вредностей.

2.3. Типы вентиляционных установок, их принципиальные схемы и рекомендации по их применению

По существующей классификации вентиляционные установки предприятий системы хлебопродуктов делят на местные и центральные. Вентиляционную установку называют местной, если её вентилятор обслуживает одну машину, а центральной - если обслуживает ряд машин.

По отношению к зданию различают установки с замкнутым и разомкнутым циклами воздуха. В установках с замкнутым циклом воздух, отсасываемый из здания через аспирируемые машины, снова возвращается после очистки. Если данный воздух выводится наружу, то вентиляционная установка с разомкнутым циклом воздуха. На рис. 2.3.1 даны схемы местных (а) и центральных (б, в) вентиляционных установок с замкнутым и разомкнутым циклами воздуха.

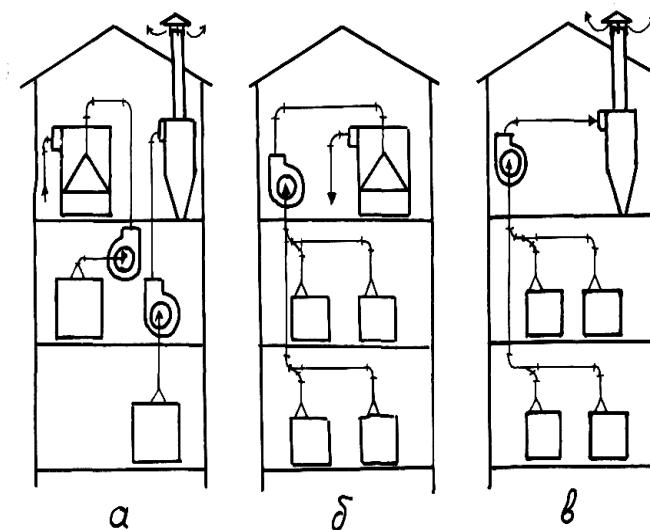


Рис. 2.3.1. Схемы местных (а) и центральных (б, в) вентиляционных установок с замкнутым и разомкнутым циклами воздуха

Вентиляционные установки, в зависимости от характера запыленности и условий обеспыливания воздуха, технологических и санитарно-гигиенических требований к нему, могут осуществлять однократную или двойную очистку. При двойной очистке воздух можно использовать по замкнутому циклу перемещения в вентиляционной установке. Это позволяет снизить затраты тепла на нагрев воздуха, сохранить тепло, предотвратить конденсацию паров влаги на воздухопроводах. Например, воздух, отсасываемый из оборудования в размольном отделении мельницы, несет с собой большое количество тепла (примерно 30% количества энергии, затрачиваемой на переработку зерна). Поэтому необходимо применение системы вентиляционных

установок, при которых отсасываемый воздух подвергался бы достаточно эффективной очистке и частично или полностью возвращался в помещение. При этом тепловые потери здания могут быть покрыты теплом, содержащимся в отсасываемом из оборудования воздухе.

Задача создания требуемого воздухообмена в том или ином помещении может быть решена путем отсасывания из него воздуха, т.е. применения вытяжной вентиляции, или путем подачи воздуха в помещение, т.е. применением приточной вентиляции.

Вопрос о выборе системы вентиляции решают, исходя из конкретных условий. Если речь идет о вентиляции помещений, в которых распространение выделяющихся вредных веществ по смежным помещениям нежелательно, то следует применять вытяжную вентиляцию, позволяющую создавать разрежение. Если необходимо осуществить воздухообмен в помещении, которое желательно оградить от поступления воздуха из смежных помещений или снаружи, то следует применить приточную вентиляцию, позволяющую создавать избыточное давление. Так в курительных залах, сварочных цехах, туалетах должна быть вытяжная вентиляция, а в электростанциях и служебных помещениях воздухообмен необходимо поддерживать приточной вентиляцией.

Местная приточная вентиляция позволяет создавать необходимую человеку воздушную среду, отличающуюся от существующей во всем здании. К такой вентиляции следует отнести воздушные души, обдувающие работающих направленными воздушными потоками со скоростью от нескольких сотых метра до 3-5 м/с, а также воздушные "оазисы". Последние представляют собой рабочую площадку, отдаленную от остального помещения перегородкой высотой в 2 м, с подачей в нижнюю часть

охлажденного и очищенного воздуха. К местной приточной вентиляции относятся также воздушные завесы, устраиваемые в воротах рабочих помещений для предотвращения проникновения в них холодного воздуха.

Для элеваторов, мельниц, крупяных и комбикормовых заводов особенно большое значение имеет местная обеспыливающая вентиляция. Локализация выделений пыли является основным способом обеспыливающей вентиляции, достигаемым, главным образом, отсасыванием воздуха из пылезащитного кожуха оборудования, т.е. аспирацией этого оборудования.

Система приточной вентиляции позволяет предварительно обработать наружный воздух, т.е. очистить его от пыли и газов, подогреть, увлажнить и т.д. перед подачей в помещение. Вытяжная вентиляция должна обеспечивать очистку воздуха, выбрасываемого наружу.

Приточно-вытяжная вентиляция позволяет осуществлять любые соотношения между притоком и вытяжкой, обеспечивать условия, предусматриваемые санитарными нормами и правилами проектирования. На зерноперерабатывающих предприятиях применяют интенсивную вытяжную вентиляцию помещений через аспирацию технологического оборудования. При этом применение полностью разомкнутого цикла воздуха без применения хотя бы частичной рециркуляции неизбежно резко снижает температуру воздуха и его влажность внутри помещения, при этом возникает разрежение со всеми отрицательными последствиями. Поэтому необходимо применять фильтры для вторичной очистки воздуха и последующей его рециркуляции. Воздух, отсасываемый из технологического оборудования размольных отделений мельниц, содержит большое количество тепла, на создание которого затрачивается 30-40 % энергии, расходуемой на привод всего

оборудования мельницы. Следовательно, вентиляционные установки с замкнутым циклом воздуха или частичной его рециркуляцией решают задачи не только вентиляции, но и отопительные. Вентиляционные установки позволяют также осуществлять направленный тепло- и влагообмен между смежными цехами, перемещать воздух из цехов с избыточным тепло- или влаговыведением в цеха с дефицитом тепла или влаги, если вентилируемый воздух не содержит других вредных веществ. При их наличии данный воздух может быть направлен через теплообменники для предварительного подогрева воздуха.

Глава 3. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАСЧЕТА ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ УСТАНОВОК

3.1. Основные уравнения воздушного потока в применении к вентиляционной технике

В вентиляционной технике широко применяют уравнения неразрывности воздушного потока и Д.Бернулли, которые получены на основе известных законов соответственно сохранения массы и энергии.

Уравнение неразрывности в применении к вентиляционной технике

Закон сохранения массы для двух произвольно выбранных по длине вентиляционного воздуховода сечений 1-1 и 2-2, при условии отсутствия присосов или утечек воздуха между ними, выражается уравнением неразрывности (сплошности) в виде постоянства массовых расходов воздуха в этих сечениях (рис. 3.1.1):

$$m_1 = m_2 = m = \text{const} \\ \rho_1 \cdot V_1 \cdot F_1 = \rho_2 \cdot V_2 \cdot F_2 = \rho \cdot V \cdot F = \text{const}, \quad (3.1.1)$$

где ρ_1, ρ_2, ρ - плотности воздуха, кг/м³;

V_1, V_2, V - средние скорости воздуха в рассматриваемых сечениях, м/с;

F_1, F_2, F - площади поперечных сечений воздуховодов, м².

Из уравнения видно, что скорости в различных сечениях воздуховодов обратно пропорциональны площадям этих сечений, т.е. с увеличением площади поперечного сечения уменьшается скорость воздуха или наоборот. Уравнение (3.1.1) называют уравнением неразрывности воздушного потока. Для обычных вентиляционных установок с давлениями в пределах - 2000 Па и

небольшими колебаниями температур (около $+ 20^{\circ}\text{C}$) с достаточной для практических целей точностью принимают плотность воздуха постоянной, равной плотности стандартного воздуха, т.е. $\rho_1 = \rho_2 = \rho = \text{const}$. Поэтому для практических расчетов вентиляционных установок уравнение неразрывности (3.1.1) выражают в форме постоянства объемных расходов ($L, \text{м}^3/\text{с}$) воздуха:

$$V_1 \cdot F_1 = V_2 \cdot F_2 = V \cdot F = L = \text{const} \quad (3.1.2)$$

В этом виде уравнение неразрывности широко применяют при расчетах вентиляционных установок. Из уравнения (3.1.2) для наиболее распространенных круглых воздуховодов определяют диаметр:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot L}{\pi \cdot V}} \cong 1,13 \sqrt{\frac{L}{V}} = 0,019 \sqrt{\frac{L}{V}}, \text{ м} \quad (3.1.3)$$

где объемный расход воздуха L принимают соответственно в $\text{м}^3/\text{с}$ и $\text{м}^3/\text{ч}$.

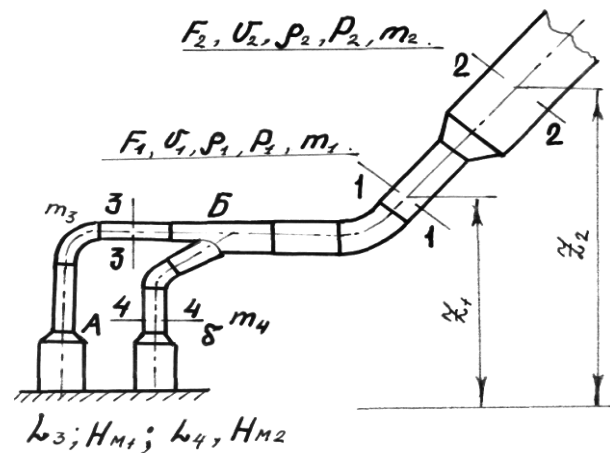


Рис.3.1.1.Схема неразрывности переменного сечения

Уравнение (3.1.2) применимо и для определения поперечных размеров воздуховодов квадратного или прямоугольного сечений.

При проектировании вентиляционных установок обычно рассчитывают диаметры воздуховодов, принимая нормы расхода воздуха на аспирацию оборудования или вентиляцию помещений из литературы. При отсутствии таких норм, например, при использовании вновь проектируемого или нового оборудования, рассчитывают расход воздуха на аспирацию оборудования, используя рекомендованный коэффициент кратности обмена воздуха в цехе с учетом всех имеющихся там источников выделений вредных веществ, рассматривая условия надежного удаления вредных веществ из герметизированного кожуха оборудования или с рабочего пространства установки. Скорость воздуха в воздуховодах принимается по рекомендациям литературы.

В тех случаях, когда используются готовые воздуховоды и известен расход воздуха, определяют его скорость.

Уравнение (3.1.2) справедливо и для случая, когда рассматриваем расходы воздуха в сечениях общего воздуховода и его в ответвлении 3-3 и 4-4, т.е.

$$V_1 \cdot F_1 = V_2 \cdot F_2 = V_3 \cdot F_3 + V_4 \cdot F_4 = V \cdot F = L = \text{const}, \quad (3.1.4)$$

где $V_3 \cdot F_3 = L_3$ и $V_4 \cdot F_4 = L_4$ - расходы воздуха ($\text{м}^3/\text{ч}$) в сечениях соответствующих ответвлений 3-3, 4-4.

Эти расходы могут быть заданы (приняты) как нормы отсоса воздуха с аспирируемого оборудования при проектировании вытяжной вентиляции или как нормы подачи воздуха на рабочие места (участки) при приточной вентиляции по литературе.

Диаметр воздуховода ответвления в проходном (главном) направлении или на участке АБ определяется по

выражению 3.1.3, а на боковом участке –по этому выражению для последующего определения диаметра выравниваем потери давлений на проходном и боковом участках, чтобы обеспечить отсос требуемого количества воздуха (например, L_4) от аспирируемого оборудования (подробно о расчете диаметра воздуховода на боковом участке б - Б вентиляционной сети будет сказано ниже).

Таким образом, уравнения 3.1.1 - 3.1.4 позволяют по известным скоростям воздуха и размерам поперечных сечений вычислить расход или, зная расход и скорость воздуха, найти размеры поперечных сечений воздуховодов вентиляционных установок.

Уравнение Д.Бернулли в применении к вентиляционной технике

Известное из курса гидравлики уравнение Д.Бернулли для элементарной струйки идеальной жидкости, полученное непосредственно из закона сохранения энергии, применительно к условиям работы вентиляционных установок на предприятиях и энергии потока воздуха в сечениях 1-1 и 2 -2 (рис.3. 1.1), когда пренебрегаем изменениями геометрической высоты (Z) и плотности (ρ) воздуха в этих сечениях, значительно упрощается и приводится к виду:

$$P_1 + \frac{\rho \cdot V_1^2}{2} = P_2 + \frac{\rho \cdot V_2^2}{2} + H_n, \quad (3.1.5)$$

где P_1, P_2 - абсолютное статическое давление, характеризующее удельную потенциальную энергию давления воздуха в рассматриваемых сечениях, Па;

$$\frac{\rho \cdot V_1^2}{2}, \frac{\rho \cdot V_2^2}{2} - \text{динамическое (скоростное) давление (Нд),}$$

характеризующее удельную кинетическую энергию потока воздуха в соответствующих сечениях, Па;

H_n - потери давления, характеризующие потери полной энергии при движении воздуха на участке между рассматриваемыми сечениями, Па.

Общее или полное абсолютное давление (P_0), характеризующее полную энергию потока воздуха в сечении, равно сумме его статических и динамических давлений, т.е. $P_0 = P_c + H_d$. Разность между полным и статическим давлениями ($P_0 - P_c$) всегда положительна и равна динамическому давлению.

Таким образом, из уравнения (3.1.5) следует, что полная удельная энергия воздуха в одном сечении потока равна той же энергии в другом сечении с учетом потерь энергии при движении воздуха между этими двумя сечениями, т.е.

$$P_{01} = P_{02} + H_n. \quad (3.1.6)$$

В уравнениях 3.1.5, 3.1.6 величины P и P_0 - есть абсолютные давления, отсчитываемые от абсолютного вакуума, в то время как величины H_d всегда представляют собой избыточные над статическим давлением.

Практически в вентиляционной технике принято измерять не абсолютные, а избыточные по сравнению с атмосферным давлением (P_a). Поэтому уравнение Д.Бернулли удобнее представить в избыточных давлениях. Вводя обозначения $P - P_a = \pm H_c$ и $P_0 - P_a = \pm H_0$, получим из выражения (3.1.6) уравнение Д.Бернулли в общих избыточных давлениях:

$$\pm H_{c1} + H_{d1} = \pm H_{c2} + H_{d2} + H_n \quad \text{или} \quad \pm H_{01} = \pm H_{c2} + H_n, \quad (3.1.7)$$

Величины H_c и H_0 представляют собой избыточные давления по сравнению с атмосферным, которые в дальнейшем будем называть просто статическим и полным (общим) давлениями. Видно, что полные статические давления могут быть как положительными, так и отрицательными, в зависимости от нагнетающего или всасывающего воздухопровода.

Для нагнетающего воздухопровода (в котором абсолютное полное давление всегда больше атмосферного) общее давление по абсолютной величине больше статического на величину динамического: $H_0 = H_c + H_d$.

Для всасывающего воздухопровода (в котором абсолютное полное давление всегда меньше атмосферного) общее давление по абсолютной величине меньше статического на величину динамического: $-H_0 = -H_c + H_d$ или $H_0 = H_c - H_d$.

Потери давления между двумя сечениями воздухопровода, или сопротивление участка, как следует из уравнения 3.1.7, можно определить только по разности полных давлений в первом и втором сечениях, считая по движению воздуха:

$$H_p = (\pm H_{01}) - (\pm H_{02}), \quad (3.1.8)$$

Для случая, когда сечение 1-1 (рис.3.1.1) будет перенесено и рассмотрено в конце воздухопровода (например, в точке А), оставив сечение 2-2 на прежнем месте, потери давления увеличатся в результате увеличения длины участка и количества фасонных деталей, вызывающих увеличение соответственно гидравлического и местных сопротивлений на рассматриваемом участке воздухопровода. Если перенести сечение 1-1 за пределы аспирируемого оборудования, то к этим потерям добавятся потери $H_{м1}$ на аспирируемом оборудовании, т.е. его сопротивление, и вентилятор, соединенный своим

всасывающим отверстием в сечении 2-2, должен развивать давление, необходимое для преодоления общих потерь или сопротивлений в вентиляционных воздухопроводах на его всасывающей стороне и дополнительно на нагнетающей стороне, если есть такие воздухопроводы.

Таким образом, уравнение Д.Бернулли применяют для определения потерь давлений в воздухопроводах и вентиляционном оборудовании, что дает важные выводы, используемые при проектировании, монтаже, испытании, наладке и эксплуатации вентиляционных установок. Эти выводы значительно дополняются, если применить уравнение Д.Бернулли для построения и анализа графика распределения давлений в воздухопроводах вентиляционной сети.

3.2. График распределения давлений в вентиляционных воздухопроводах и выводы из его анализа

Воспользовавшись уравнением Д.Бернулли (3.1.7), построим и проанализируем график распределения давлений по длине всасывающего и нагнетающего воздухопроводов (рис.3.2.1). Для этого обозначим сечения 1-1, 2-2, 3-3 на всасывающей стороне вентилятора и 4-4, 5-5, 6-6 на его нагнетающей стороне. При этом сечения 1-1 и 6-6 приняты условно за пределами соответствующих воздухопроводов.

Величины избыточных давлений в определенном масштабе откладываем на графике вверх или вниз от линии атмосферного давления (в зависимости от знака). Для наглядности на графике условно показана также линия абсолютного вакуума, от которой откладывают абсолютные давления.

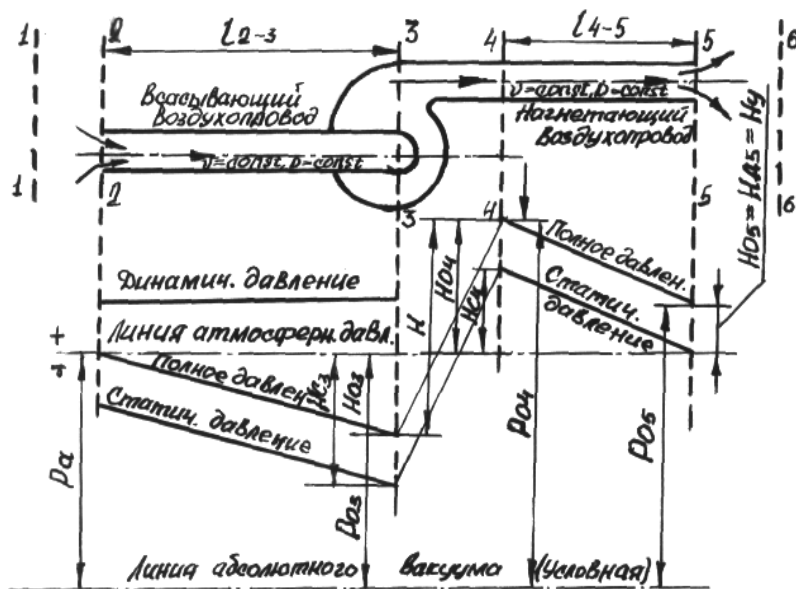


Рис. 3.2.1. График распределения давлений по длине воздухопроводов

Сначала рассматриваем всасывающий воздухопровод постоянного сечения. Записываем уравнение Д.Бернулли сечений 1-1 и 2-2:

$$H_{c1} + H_{d1} = -H_{c2} + H_{d2} + H_{п1-2},$$

$$H_{01} = -H_{02} + H_{п1-2},$$

где знак «-» перед давлением H_{c2} и H_{02} , указывает на то, что второе сечение находится во всасывающем воздухопроводе.

Так как сечение 1-1 находится в атмосфере, то H_{c1} и H_{01} , равны нулю и $H_{02} = H_{п1-2}$. Потери давления между этими сечениями тоже равны нулю, так как воздухопровода между ними нет. Поэтому в сечении 2-2 общее давление равно нулю: $H_{02} = -H_{c1} + H_{d1}$ или $-H_{c1} = -H_{d1}$, т.е. на входе во всасывающий воздухопровод общее давление равно

нулю, а статическое (разряжение) равно динамическому, взятому с обратным знаком.

Если при этом известны объемный расход воздуха L и размеры сечения воздухопровода F_2 , то можно подсчитать скорость, динамическое и, следовательно, статическое давления для стандартного воздуха по формулам:

$$V_2 = \frac{L}{F_2}, \quad H_{d2} = H_{c2} = \frac{\rho \cdot V_2^2}{2}.$$

Полученные давления откладывают в сечении 2-2 и задают их начальные точки на графике: динамическое - вверх, статическое - вниз, а общее равно нулю, т.е. начинается от линии атмосферного давления.

Для сечений 1-1 и 3-3:

$$H_{c1} + H_{d1} = -H_{c3} + H_{d3} + H_{п1-3},$$

$$H_{01} = -H_{03} + H_{п1-3}$$

Так как статическое, динамическое и общее давления в сечении 1-1 равны нулю, то $-H_{03} = H_{п1-3}$, $-H_{c3} = -H_{d3} - H_{п1-3}$ или

$$H_{c3} = H_{d3} + H_{п1-3} = H_{d3} + H_{03}, \quad (3.2.1)$$

т.е. в любом сечении всасывающего воздухопровода полное давление по абсолютной величине равно потерям давления, считая от входа в воздухопровод до рассматриваемого сечения, но отрицательно по знаку, а статическое больше полного на величину динамического.

Потери давления при движении воздуха в прямолинейном воздухопроводе, как известно, прямо пропорциональны его длине, т.е.

$$H_n = R \cdot l, \quad (3.2.2)$$

где R - потери на единицу (1 м) длины воздухопровода;

l - длина рассматриваемого участка воздухопровода, м.

Потери на единицу длины воздухопровода зависят от скорости воздуха, диаметра и состояния поверхности

воздухопровода, приводятся в литературе или легко могут быть определены расчетным или экспериментальным способом, т.е. бывают известными.

Длина воздухопровода зависит от длины участка между рассматриваемыми сечениями.

Для сечения 3-3 потери будут определены при длине участка l_{2-3} , т.е. от начала всасывающего воздухопровода до сечения 3-3 входного отверстия вентилятора. Определив и отложив эти потери, получим на графике точку полного давления в сечении 3-3 и, соединив её с точкой в сечении 1-1, получим линию изменения полного (общего) давления по длине всасывающего воздухопровода постоянного сечения. По длине такого воздухопровода скорость воздуха не изменяется, и, следовательно, динамическое давление имеет постоянную величину. На графике оно показано соответствующей линией. Статическое давление по абсолютной величине больше полного, как было указано, на величину динамического, т.е. на графике линия изменения статического давления проведена параллельно к линии полного давления.

При этом нужно помнить, что абсолютное полное давление (P_o), отсчитываемое от линии абсолютного вакуума и характеризующее полную энергию потока, всегда больше статического давления (P_c) на величину динамического давления, как было указано выше. Величина абсолютного полного давления уменьшается в направлении движения воздуха, что вызвано неизбежной затратой части энергии потока на преодоление сопротивлений, возникающих при движении.

В более общей форме полное давление в любом сечении всасывающего воздухопровода может быть записано по уравнению (3.1.8) $-H_{o,v} = -H_{п,v}$ или $H_{o,v} = H_{п,v}$ где

$H_{п,v}$ - потери давления или сопротивления всей всасывающей линии.

Аналогично проведенному исследованию используем уравнение Д.Бернулли для определения давлений и построения графика их изменений по длине нагнетающего воздухопровода. Для сечений 5-5 и 6-6 (рис. 3.2.1):

$$H_{c5} + H_{д5} = H_{c6} + H_{д6} + H_{п5-6},$$

$$H_{05} = H_{c6} + H_{д5} + H_{п5-6}. \quad (3.2.4)$$

Сечение 6-6 условно расположено за пределами воздухопровода (в атмосфере), поэтому H_{c6} , $H_{д5}$, H_{05} равны нулю. С учетом этого из уравнения (3.2.1) получено

$$H_{c5} + H_{д5} = H_{05} = H_{п5-6} = H_y = H_{д5}. \quad (3.2.5)$$

В данном случае $H_{п5-6} = H_y$ - потери на удар, потому что при свободном выходе из воздухопровода в атмосферу полностью теряется скорость и происходят так называемые потери на удар, численно равные динамическому давлению в конечном сечении 5-5. Поэтому $H_{05} = H_{д5} = H_y$, $H_{c5} = 0$, т.е. в сечении выхода воздуха из нагнетающего воздухопровода в атмосферу полное давление равно потерям на удар, равное, в свою очередь, динамическому давлению воздуха в конечном сечении, а статическое давление равно нулю (см. рис. 3.2.1, сечение 5-5).

Для сечений 4-4 и 6-6:

$$H_{c4} + H_{д4} = H_{0c6} + H_{д6} + H_{п4-6}, \quad H_{04} = H_{06} + H_{п4-6}. \quad (3.2.6)$$

Так как $H_{06} = 0$ (атмосфера) и потери давления между сечениями 4-4 и 6-6 в данном случае складываются из потерь по длине и потерь на удар, т.е. $H_{п4-6} = R \cdot l_{4-5} + H_y$, то из равенства (3.2.6) получаем:

$$H_{04} = H_{c4} + H_{д4} = H_{п4-6} = R \cdot l_{4-5} + H_y. \quad (3.2.7)$$

Откуда следует, что полное давление в любом сечении нагнетающего воздухопровода также равно сумме всех

потерь давления (или сопротивлений), считая от выхлопа в атмосферу до рассматриваемого сечения, а статическое - меньше полного на величину динамического. Вычислив потери давления и его величины в сечении 4-4, используя их значения в сечении 5-5, построим линии изменения статического и полного давлений по длине нагнетающего воздухопровода. При этом динамическое давление будет также постоянным по длине воздухопровода и изображено линией, параллельной линии атмосферного давления.

В более общей форме полное давление в любом сечении нагнетающего воздухопровода равно:

$$H_{\text{он}} = H_{\text{пн}}, \quad (3.2.8)$$

где $H_{\text{пн}}$ - полные потери на нагнетание, включая и потери на удар при выхлопе в атмосферу.

Для всасывающих воздухопроводов постоянного сечения, как видно из графика, статическое давление является величиной отрицательной, а для нагнетающих - положительной. При этом в них воздух перемещается из области больших в область меньших абсолютных статических давлений при так называемом отрицательном градиенте давления.

Если аналогичным способом построить график распределения давлений по длине расширяющегося воздухопровода, то можно заметить, что в некоторых случаях в нем может возникнуть отрицательное статическое давление (разряжение) и тогда воздух будет перемещаться из области меньших в область больших абсолютных статических давлений при так называемом положительном градиенте давления, но обязательно при неизменном снижении полного давления.

Возможность наличия отрицательного статического давления в нагнетающем воздухопроводе определяется соотношением между величинами общих потерь в линии и

скоростного давления. Поэтому разряжение возможно при малых потерях и большой скорости входа воздуха в расширяющийся воздухопровод, т.е. при большом количестве энергии в кинетической форме. Если провести в зоне разряжения открытый воздухопровод или отверстия, то в этом месте будет происходить всасывание воздуха из помещения некоторой определенной производительностью и его удалением в общем потоке. Такое разряжение можно создавать, например, в выпускных устройствах вентиляционных воздухопроводов, чтобы использовать энергию потока при выхлопе воздуха из воздухопровода для вентиляции небольшого помещения или рабочего места и аспирации оборудования, расположенного недалеко от выхлопа. Энергию постоянного потока выхлопного воздуха можно использовать для создания тяги в вытяжных устройствах (например, дефлекторах) естественной вентиляции помещений или рабочих мест. Можно создавать специальные вытяжные устройства с использованием энергии выбрасываемых потоков воздуха для местной вытяжки или подачи воздуха в цехах. Такие вытяжные устройства будут, в отличие от естественной вентиляции, обеспечивать необходимый и регулируемый режим вентиляции помещений.

Использование энергии отработанного воздушного потока для создания тяги и вентиляции помещения является одним из способов использования вторичных ресурсов и экономии энергии на предприятии, должно учитываться при проектировании систем вентиляции предприятий и создании конструкции вентиляционного оборудования.

Анализ графика изменений давлений воздуха по длине всасывающего и нагнетающего воздухопроводов вентиляционной установки показывает, что относительное полное давление увеличивается по абсолютной величине в

направлении к вентилятору, а абсолютное полное давление всегда снижается в направлении движения воздуха, так как энергия его потока теряется на преодолении сопротивлений в воздухопроводах. Поэтому вентилятор, используемый для перемещения воздуха, должен создавать необходимый перепад (разность) абсолютных полных давлений в начале нагнетающей $P_{он}$ и в конце всасывающей $P_{ов}$ линии или развивать полное давление, необходимое для преодоления полного сопротивления воздухопроводов вентиляционной установки, т.е.:

$$H = P_{он} - P_{ов}, \quad (3.2.9)$$

$$\text{или } H = H_{он} + H_{ов} = H_{пв} + H_{пн}.$$

Таким образом, полное давление вентилятора равно сумме абсолютных давлений в конце всасывающей $H_{ов}$ и в начале нагнетающей $H_{он}$ линий, или сумме потерь давления на всасывании $H_{пв}$ и нагнетании $H_{пн}$, считая с потерями на удар при выхлопе.

Потери давления на всасывающей и нагнетающей линиях вентиляционной установки складываются из гидравлических и местных сопротивлений воздухопроводов магистрального направления и присоединенных к ним оборудования и пылеотделителей с учетом потерь на удар при выхлопе воздуха, также сопротивлений, возникающих при пересечении воздухом решеток, тканей и сыпучих материалов, если эти сопротивления не учтены в потерях на оборудовании и фасонных деталях.

3.3. Потери давления в воздухопроводах и вентиляционном оборудовании

В состав вентиляционной установки, кроме прямолинейных воздухопроводов и фасонных частей, обычно входят аспирируемые машины, пылеотделители,

калориферы и другие элементы. Поэтому общее сопротивление вентиляционной сети, как было указано выше, складывается не только из потерь давления по длине воздухопроводов H_l и в их фасонных частях $H_{мс}$, но и из сопротивления оборудования H_m , пылеотделителей $H_{по}$ и другого оборудования. В тех случаях, когда есть разрежение в помещении (например, на мельницах), нужно учитывать сопротивление здания $H_{зд}$.

Таким образом, общее сопротивление вентиляционной сети H_c (Па) будет складываться из сопротивлений всех участков воздухопроводов вентиляционной сети, вентилируемого оборудования, пылеотделителей и зданий:

$$H_{nc} = H_m + H_{зд} + \sum_{i=1}^i (H_l + \sum_{\chi=1}^{\chi} H_{мс\chi}) + H_{по}, \quad (3.3.1)$$

где i - количество участков сети в магистральном направлении;

χ - количество фасонных частей на каждом участке сети.

Известно, что вентиляционная сеть состоит из ряда главных участков, выделенных в её магистральном направлении, и боковых участков, соединяющих аспирируемое оборудование с воздухопроводами магистрального направления.

Разбивку вентиляционной сети, как известно, производят после компоновки вентилируемого оборудования и определения схемы расположения её воздухопроводов из условия, чтобы количество и скорость воздуха, а также площадь и форма поперечного сечения на каждом участке были одинаковыми. При этом магистральное направление выбирают с учетом требования точки, включая сопротивление аспирируемого оборудования, до всасывающего (или нагнетающего при нагнетании) отверстия вентилятора, чтобы потери на этой линии были наибольшими.

С учетом этого, выражение (3.3.1) применяется для определения общего сопротивления сети в ее магистральном направлении.

Потери давления в воздухопроводах

Потери давления по длине воздухопроводов затрачиваются на преодоление сопротивлений, обусловленных гидравлическим трением, и вихреобразований в процессе движения воздуха.

Воздухопроводы на любом участке сети длиной l обычно состоят из прямолинейных и фасонных частей, поэтому потери давления H_{Π} на ней определяют как сумму путевых H_l и местных H_{mc} потерь:

$$H_{\Pi} = H_l + H_{mc}. \quad (3.3.2)$$

Потери давления по длине круглых воздухопроводов и в фасонных частях определяют по известным зависимостям:

$$H_l = \lambda \cdot \frac{l}{D} \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2} = \lambda \cdot \frac{l}{D} \cdot H_d, \quad (3.3.3)$$

$$H_{mc} = \sum_{\chi=1}^{\chi} \xi_{\chi} \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2} = \sum_{\chi=1}^{\chi} \xi_{\chi} \cdot H_d. \quad (3.3.4)$$

С учетом этих зависимостей выражение 3.3.2 записываем для i -го участка

$$H_n = \left(\lambda \cdot \frac{l_i}{D_i} + \sum_{\chi=1}^{\chi} \xi_{\chi} \right) \cdot \frac{\rho \cdot V_i^2}{2}, \quad (3.3.5)$$

и общее выражение 3.3.1 для определения сопротивления всей сети примет вид:

$$H_{\Pi} = H_{зд} + H_m + \sum_{i=1}^i \left(\lambda \cdot \frac{l_i}{D_i} + \sum_{\chi=1}^{\chi} \xi_{\chi} \right) \cdot H_{di} + H_{по}, \quad (3.3.6)$$

где λ – коэффициент сопротивления единицы относительной длины воздухопровода или сопротивления трению.

Коэффициент сопротивления трению или по длине воздухопровода весьма сложен по природе и в общем случае зависит от числа Рейнольдса и относительной шероховатости стенок воздухопровода, т.е.:

$$\lambda = f(Re, \frac{\Delta}{D}),$$

где Δ – абсолютная геометрическая шероховатость (средняя высота выступов шероховатости стенок);

D_0 – эквивалентный диаметр поперечного сечения воздухопровода.

При этом зависимость коэффициента λ от числа Рейнольдса Re , выражающая "внутреннее" вязкостное трение, и его зависимость от величины $\frac{\Delta}{D}$, выражающая

"внешнее" трение шероховатости, количественно и качественно различны при различных режимах движения воздуха. Поэтому даже для одного и того же воздухопровода величина λ весьма существенно изменяется с изменением режима движения.

В области ламинарных режимов, наблюдаемых при $Re < 2300$, коэффициент сопротивления равен:

$$\lambda = \frac{64}{Re}. \quad (3.3.7)$$

Если подставить эту зависимость в выражение 3.3.3, то получается известная формула Пуазейля:

$$H_l = 32 \frac{\rho \cdot v \cdot l \cdot V}{D^2} = 32 \frac{\mu \cdot l \cdot V}{D^2} = R \cdot l, \quad (3.3.8)$$

где R – потери давления на единице длины воздухопровода.

С увеличением $Re > 2300$ ламинарный режим скачкообразно сменяется турбулентным. При этом в обычных технических трубопроводах с неравномерной

шероховатостью наблюдается еще три области гидравлических сопротивлений: область гидравлически гладких труб, верхняя граница которой ориентировочно определяется выражением $Re_{2,л} \approx 23 \frac{D}{\Delta}$; переходная область (область не вполне шероховатых труб), верхняя граница которой ориентировочно определяется выражением $Re_{кв} \approx 560 \frac{D}{\Delta}$; область квадратичных режимов (область гидравлически шероховатых труб или автомодельных сопротивлений). Она наступает при $Re > Re_{кв}$. В этой области ламинарная пленка настолько тонка, что вязкостное трение, определяемое числом Re , исчезающе мало, и коэффициент λ зависит только от шероховатости.

В области гидравлически гладких труб основной считается формула В.Блазиуса:

$$\lambda = \frac{0,316}{Re^{0,25}}. \quad (3.3.9)$$

Кроме этой, для вычисления λ используют формулы В.Конанкова, Г.Мурина, Г.Филоненко и других, дающие практически равноценные результаты.

Для воздухопроводов зерноперерабатывающих предприятий рекомендуют пользоваться формулой А.Панченко:

$$\lambda = \frac{0,35}{Re^{0,25}}. \quad (3.3.10)$$

С учетом этой зависимости потери давления единицы длины воздухопровода составляют

$$R = \frac{\lambda}{D} H_d = 0,013 \frac{V^{1,75}}{D^{1,25}}. \quad (3.3.11)$$

По этим формулам построены номограммы, используемые для практических расчетов воздухопроводов в области гидравлически гладких труб.

В переходной области вполне удовлетворительные результаты дает универсальная формула А.Альтшуля:

$$\lambda = 0,1 \left(\frac{1,46 \cdot \Delta}{D} + \frac{100}{Re} \right)^{0,25}. \quad (3.3.12)$$

Эта формула применима для определения λ во всех трех областях гидравлических сопротивлений при турбулентном режиме. При относительно малых шероховатостях первое слагаемое в скобках становится пренебрежимо малым, в этом случае формула превращается в формулу В.Блазиуса (3.3.9) для гидравлически гладких труб. Если же велики числа Рейнольдса, то пренебрежимо мало второе слагаемое и формула превращается в формулу Б.Шифринсона, рекомендованную для области квадратичных режимов.

Для экспериментального определения коэффициента λ пользуются формулой потерь (3.3.3), из которой:

$$\lambda = \frac{D \cdot H_l}{l \cdot H_d}.$$

Потери давления на участке воздухопровода диаметром D и длиной l определяют, зная среднюю скорость и плотность воздуха. Опыты необходимо проводить неоднократно. Результаты обрабатывают известными методами математической статистики.

Рекомендованные формулы дают значение λ для чистого воздуха. При относительно небольшой концентрации пыли, наблюдаемой в вентиляционных воздухопроводах зерноперерабатывающих предприятий, увеличение потерь давления не превышает $1,5 \div 2,0\%$. Эти потери можно учесть после всех расчетов вентиляционной сети, проведенных по чистому воздуху.

Расчеты потерь давления в воздуховодах с повышенными концентрациями выполняют по формуле:

$$H_n^k = H_n \cdot (1 + \kappa \cdot \mu),$$

где μ - весовая концентрация пыли, кг/кг воздуха;

κ - опытный коэффициент, зависящий от вида продукта, скорости и диаметра воздуховода.

Этот коэффициент принимают: для пыли $\kappa = 1,4$; для муки определяют по зависимости, рекомендованной ВНИИЗ:

$$\kappa = \frac{0,54 \cdot (D - 30)}{V^{1,5}}, \quad (3.3.13)$$

где D - диаметр воздуховода, мм;

V - скорость воздуха, м/с.

Потери давления на местные сопротивления

Потери давления на местные сопротивления H_{mc} (Па) происходят в так называемых фасонных деталях, предназначенных для изменения направления движения воздушного потока (колена, отводы) или его скорости (конфузоры, диффузоры), соединения нескольких потоков в общий или наоборот разъединения общего на отдельные потоки (тройники), забора или удаления воздуха (коллекторы, дефлекторы) и т.д., а также в устройствах, предназначенных для очистки воздуха и пересечения им решеток, тканей, сыпучих материалов или для выполнения других технологических задач.

Местные потери в воздуховодах составляют от 40 до 80 % общих потерь и рассчитываются по формуле.

При прохождении потока воздуха через фасонную деталь происходят изменение его скорости и дополнительные

вихреобразования, которые в дополнение к обычным потерям по длине вызывает еще и потери в самом местном сопротивлении.

Характерным примером местных сопротивлений в фасонных деталях является внезапное расширение потока (рис.3.3.1 а).

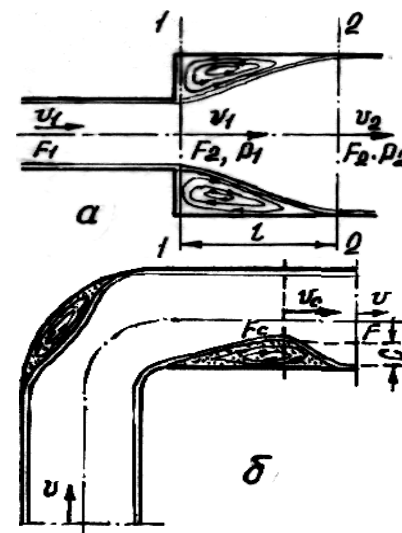


Рис. 3.3.1. Схемы потока при внезапном расширении (а) и вихревых областей в отводе (б)

При внезапном расширении воздуховода происходит потеря скорости воздуха при переходе из сечения 1-1 в широкое сечение 2-2, в результате чего теряется энергия на неупругий удар. При этом потери энергии на неупругий

удар по теореме Карно-Борда, как известно, равны кинетической энергии потерянной скорости $(V_1 - V_2)$:

$$\mathfrak{A}_y = \frac{m \cdot (V_1 - V_2)^2}{2},$$

и потери давления H_p принимают равными потерям давления при неупругом ударе H_y , которые выражаются кинетической энергией потерянной скорости 1 м³ воздуха, т.е.:

$$H_p = H_y = \frac{m \cdot (V_1 - V_2)^2}{2 \cdot L} = \frac{\rho \cdot (V_1 - V_2)^2}{2}, \quad (3.3.14)$$

Разделив и умножив это выражение на V_1^2 , получим

$$H_p = \frac{\rho \cdot V_1^2}{2} \cdot \left(1 - \frac{V_2}{V_1}\right)^2.$$

и, заменяя отношение скоростей отношением площадей с учетом уравнения неразрывности $F_1 \cdot V_1 = F_2 \cdot V_2$, получим формулу потерь давления при внезапном расширении:

$$H_p = \left(1 - \frac{F_2}{F_1}\right)^2 \cdot \frac{\rho \cdot V_1^2}{2}. \quad (3.3.15)$$

Величина первого множителя в этой формуле зависит от конструктивных параметров фасонной детали и характеризует коэффициент его сопротивления ξ_p , т.е.:

$$H_p = \xi_p \cdot \frac{\rho \cdot V_1^2}{2}. \quad (3.3.16)$$

При внезапном расширении отношение $\frac{F_1}{F_2} < 1$, а при

сужении потока $\frac{F_1}{F_2} > 1$. Коэффициент внезапного сужения

ξ_c находят по формуле:

$$\xi_c = 0,5 \left(1 - \frac{1}{n}\right), \quad (3.3.17)$$

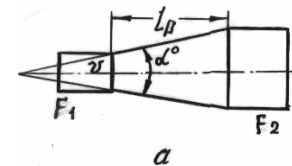
где $n = \frac{F_2}{F_1}$ - степень сужения потока в конфузоре.

Подобные явления наблюдаются не только при внезапном расширении воздухопроводов, но и в других фасонных деталях, например, при повороте потока в отводе. В нем также происходят изменения живого сечения потока и его скорости в результате образования вихревых зон (рис. 3.3.1, б), которые создают местные сопротивления. Как и при внезапном расширении, скорость потока резко изменяется не только по направлению, но и по величине, теряя при этом часть энергии.

Внезапное расширение потока в отводе приводит к потерям H_0 , которые равны:

$$H_0 = \frac{\rho \cdot (V_c - V)^2}{2} = \left(\frac{V_c}{V} - 1\right) \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2}$$

или с учетом уравнения неразрывности



$$H_0 = \left(\frac{F}{F_c} - 1\right) \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2} = \xi_c \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2}, \quad (3.3.18)$$

где ξ_0 - коэффициент местного сопротивления колена (отвода).

Изменение живого сечения потока в колене происходит в результате образования зоны завихрений (мертвой зоны) высотой C , которая зависит от радиуса колена R_0 , угла его поворота α . Поэтому практически коэффициент местного сопротивления ξ_0 принимают по этим параметрам колена из таблицы.

Таким образом, получены аналогичные формулы 3.3.16 и 3.3.18 для определения местных потерь в фасонных деталях, предназначенных для расширения (сужения) и изменения направления потока воздуха.

Потери давления в большинстве других фасонных деталей, как показывает опыт, также пропорциональны скоростному давлению и могут быть выражены общим уравнением:

$$H_{mc} = \xi \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2} = \xi \cdot H_d. \quad (3.3.19)$$

Коэффициент местного сопротивления ξ любой фасонной детали зависит от её конструктивных параметров, его принимают из таблиц.

Потери давления в диффузоре. Диффузор - это фасонная часть воздухопровода, позволяющая плавно увеличивать площадь сечения и уменьшать скорость, является частным случаем рассмотренного примера воздухопровода с внезапным расширением. Такие детали применяются для уменьшения потерь давления при выхлопе воздуха из воздухопровода в атмосферу, и на выровненных потоках для расширения сечения (рис.3.3.2).

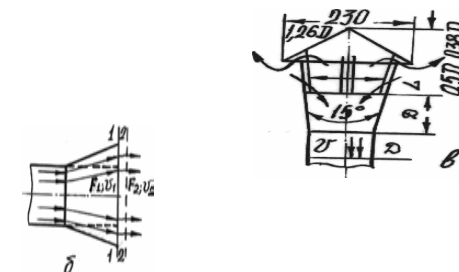


Рис.3.3.2. Схема диффузоров: а- на выровненном потоке, б - выхлопной, в - с защитным зонтом

Потери давления в диффузоре определяют по зависимости (3.3.16).

Коэффициент ξ_d может быть определен по приближенной формуле:

$$\xi_d = \frac{\lambda}{D_{cp}} \cdot l + \sin \alpha \left(1 - \frac{1}{n}\right)^2, \quad (3.3.20)$$

или по более уточненной формуле:

$$\xi_d = \frac{\lambda}{8 \cdot \sin \frac{\alpha}{2}} \cdot \left(1 - \frac{1}{n^2}\right) + 4,8 \left(\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}\right)^{1,25} \cdot \left(1 - \frac{1}{n}\right)^2,$$

где l - длина диффузора, м;

λ - коэффициент сопротивления, который находят по среднему диаметру D_{cp} диффузора;

α - угол раскрытия диффузора, град.

С увеличением угла раскрытия α увеличивается коэффициент его сопротивления. Наименьшее сопротивление получают при $\alpha < 10^\circ$; при $\alpha > 10^\circ$ происходят нарушения симметричности поля скоростей, срывы струй и завихрения у стенок. На практике обычно применяют углы раскрытия больше 10° .

Коэффициенты сопротивления диффузоров, в зависимости от их назначения и параметров, приведены в таблицах 3.3.1, 3.3.2 и 3.3.3.

Таблица 3.3.1

Коэффициент сопротивления диффузоров на выровненном потоке
(см. рис. 3.3.2, а)

n	Сечение	α , град							
		5	10	15	20	25	30	40	50
1,5	Кр*	0,05	0,04	0,05	0,06	0,08	0,10	0,14	0,17
	Кв**	0,06	0,06	0,08	0,11	0,15	0,19	0,27	0,32
2,0	Кр*	0,08	0,08	0,11	0,15	0,20	0,24	0,35	0,42
	Кв**	0,10	0,13	0,20	0,27	0,37	0,57	0,67	0,81
2,5	Кр*	0,09	0,11	0,15	0,21	0,28	0,35	0,50	0,60
	Кв**	0,13	0,18	0,28	0,39	0,53	0,67	0,97	1,15
3,0	Кр*	0,10	0,13	0,18	0,25	0,34	0,43	0,61	0,73
	Кв**	0,15	0,22	0,34	0,47	0,65	0,81	1,18	1,41
4,0	Кр*	0,12	0,16	0,23	0,31	0,43	0,53	0,77	0,91
	Кв**	0,17	0,27	0,42	0,59	0,81	1,02	1,48	1,76

Кр* - круглое; Кв** - квадратное

Таблица 3.3.2

Коэффициенты сопротивлений диффузоров на выхлопе
(см.рис. 3.3.2, б)

α , град	Значение величин n						
	1,25	1,5	1,75	2,00	2,25	2,5	3,0
10	0,64	0,46	0,38	0,29	0,25	0,22	0,20
15	0,65	0,47	0,39	0,31	0,28	0,26	0,24
20	0,66	0,49	0,40	0,35	0,33	0,31	0,29
25	0,67	0,50	0,42	0,38	0,36	0,34	0,32

Таблица 3.3.3

Коэффициенты сопротивлений диффузоров с защитным зонтом
(см.рис.3.3.2, в)

l/D	$\xi_{вх}$	$\xi_{вых}$
0,1	1,4	2,6
0,2	0,8	1,3
0,4	0,5	0,7
0,5	0,4	0,6
0,8	0,3	0,6
1.0	0,25	0,6

Если диффузор имеет угол раскрытия α больший, чем в приведенных таблицах, то его коэффициент сопротивления находят по формуле:

$$\xi_p = \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right)^2, \quad (3.3.21)$$

где S_1 и S_2 -площади меньшего и большего сечений диффузора.

Энергия потока воздуха при выхлопе в атмосферу полностью теряется на гидравлический удар, поэтому очень важно создавать конструкции выпускных устройств, в которых можно было бы использовать энергию этих постоянных потоков воздуха на выхлопе для создания тяги в вытяжных устройствах местной вентиляции помещения или пространства рабочего места.

Потери давления на вход в воздуховод. Потери давления на входе $H_{вх}$ определяют по формуле 3.3.19, коэффициент сопротивления входа $\xi_{вх}$ зависит от толщины

При $\frac{\delta}{D} \approx 0$
 $\alpha = 1$
 $\alpha = \frac{F_c}{F} = 0,500$

Сечение наибольшего сужения потока

Эти потери тем больше, чем больший поворот приходится совершать струйкам, движущимся в области, непосредственно прилегающей к стенке, как показано на рисунке. Так, при входе в трубу постоянного сечения с острой кромкой струйки потока, прилегающие к наружной стенке трубы, должны совершать поворот на 180^0 . Такой поворот вызывает срыв струй с острой кромки, образование зоны завихрений и в связи с этим резкое сужение потока и увеличение сопротивления входного отверстия. Для трубы с острой кромкой при $\delta: D \approx 0$ коэффициент сжатия струи равен $\alpha = F_c : F = 0,500$ и коэффициент сопротивления входа равен $\xi_{вх} = 1,0$ в результате образования зоны завихрений. При незначительном утолщении кромки трубы (δ) уменьшается поворот струи и коэффициент сопротивления меньше

В действительности коэффициент сопротивления входа $\xi_{\text{вх}} < 1,0$ зависит от отношения толщины стенки кромок к диаметру воздухопровода и определяется по приближенной формуле

Эту формулу применяют при $\frac{\delta}{D} \leq 0,04$.

Таблица 3.3.4

[illegible]

При заделке кромок воздухопровода заподлицо со стенкой коэффициент сопротивления уменьшают до $\xi_{\text{вх}} = 0,5$. Для трубы с острыми кромками коэффициент сопротивления уменьшается с увеличением относительной толщины стенок при закруглении входной кромки и при заделке воздухопровода в стенку на расстоянии от неё в $b > 0,5 D$. При закруглении кромок на входе радиусом круга r коэффициент сопротивления уменьшается до следующих значений: при $r = 0,1 D$, $\xi_{\text{вх}} = 0,11$, при $r = 0,2 D$, $\xi_{\text{вх}} = 0,03$. Еще меньшее сопротивление можно получить при закруглении кромок не по дуге круга, а по лемнискате. Из формулы 3.3.19 видно, что потери давления на входе зависят не только от коэффициента сопротивления, но и от квадрата скорости входа воздушного потока. Поэтому для уменьшения скорости воздуха при входе в трубу применяют входные раструбы (коллекторы), которые предназначены для плавного увеличения скорости воздушного потока (рис.3.3.4). Такие фасонные части называют конфуззором.

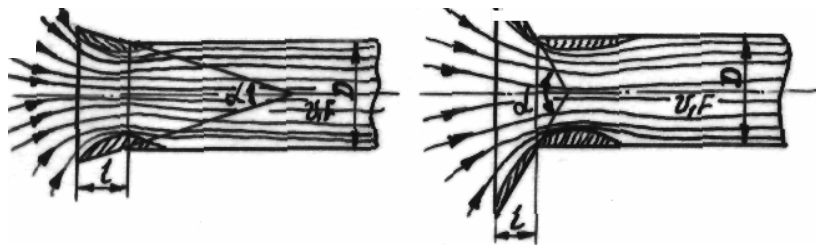


Рис.3.3.4. Вихревые зоны в коллекторах при различных углах раскрытия

При проектировании конфузоров обязательно устанавливают в местах подсоединения воздухопроводов к аспирируемым машинам (рис. 3.3.5, а, б).

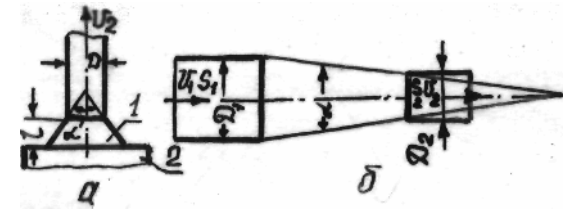


Рис.3.3.5. Схемы конфузоров: а - с заделкой в стенку; 1 - конфузор; 2- аспирируемая машина; б- на выровненном потоке

Это позволяет устранить унос продуктов с воздухом и уменьшить потери давления. Конфузоры также применяют иногда для увеличения скорости на выровненных потоках (рис. 3.3.5, б).

Величины коэффициентов сопротивления конфузоров аспирируемого оборудования принимают в зависимости от отношения длины l_k к диаметру и угла раскрытия α конфузора из таблицы 3.3.5.

Таблица 3.3.5

Коэффициент сопротивления конфузоров (см.рис.3.3.5, а)

$\frac{l_k}{D}$	α , град								
	0	10	30	45	60	90	120	150	180
0,10	0,50	0,40	0,25	0,20	0,18	0,24	0,32	0,41	0,50
0,25	0,50	0,34	0,17	0,13	0,14	0,21	0,30	0,39	0,50
0,60	0,50	0,28	0,13	0,10	0,12	0,20	0,29	0,38	0,50
1,00	0,50	0,27	0,11	0,09	0,11	0,19	0,28	0,38	0,50

Коэффициенты сопротивления конфузоров на выровненном потоке (рис.3.3.6, б) даны в зависимости от угла α и степени n сужения в таблице 3.3.6.

Таблица 3.3.6

Коэффициенты сопротивления конфузоров
(см.рис.3.3.5, б)

α , град	10	20	30	40	50	70
$n = 2$	0,035	0,033	0,039	0,047	0,055	0,07
$n > 2$	0,04	0,04	0,04	0,05	0,06	0,07

Коэффициенты сопротивления простых входных коллекторов без заделки в стенку даны в таблице 3.3.7.

Таблица 3.3.7

Коэффициенты местных сопротивлений
простого входного коллектора (без учета потерь на длину)

$\frac{n_k}{D}$	α , град							
	10	30	45	60	90	120	150	180
0,1	0,82	0,55	0,45	0,41	0,40	0,42	0,46	0,50
0,25	0,68	0,30	0,20	0,16	0,20	0,28	0,38	0,50
0,60	0,46	0,18	0,14	0,14	0,16	0,27	0,37	0,50
1,00	0,33	0,14	0,10	0,10	0,15	0,26	0,36	0,50

Потери давления в колене и отводе. Коленом называют фасонную часть воздухопровода для изменения направления потока (рис.3.3.6, а).

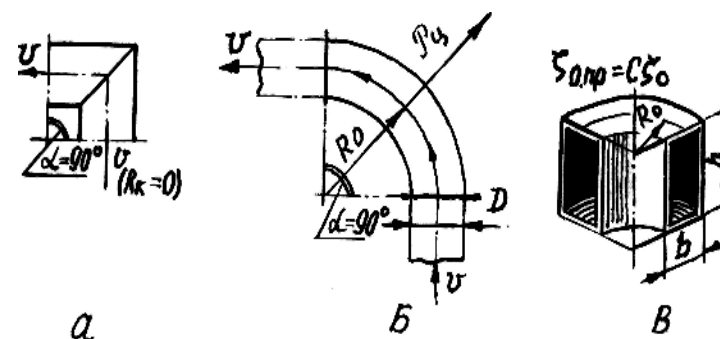


Рис.3.3.6. Колено (а), отвод (б, в)

Радиус колена равен $R_k=0$, что вызывает повышенное сопротивление. Плавное колено с радиусом $R > 0$ называют отводом (рис.3.3.6, б, в). Отвод обеспечивает плавное изменение направления потока и меньшие сопротивления, чем в колене.

Радиус отвода принимают в зависимости от диаметра воздухопровода и равен $R_0 = n \cdot D$, где n - отношение радиуса отвода к диаметру. Для вентиляционных воздухопроводов рекомендуют $n = 1,5 \div 3$, пневмотранспортных установок $n = 5 \div 10$.

Потери давления в отводе определяют по зависимости 3.3.18, а коэффициент сопротивления гладкого отвода при $n > 1,0$ по формуле:

$$\xi_0 = 0,008 \frac{\alpha^{0,78}}{n^{0,6}}, \quad (3.3.22)$$

Значения коэффициентов сопротивления колен и отводов даны в таблицах 3.3.8; 3.3.9; 3.3.10; 3.3.11.

Таблица 3.3.8

Круглое и квадратное колена с острыми кромками
(рис. 3.3.6, а)

Трубы	α , град					
	15	30	45	60	75	90
Шероховатые	0,06	0,21	0,42	0,68	1,00	1,43
Гладкие	0,05	0,15	0,31	0,52	0,80	1,12

Таблица 3.3.9

Круглый и квадратный гладкие отводы

α , град	Д	1,5Д	2,0Д	2,5Д	3,0Д	6,0Д	10,0Д
7,5	0,028	0,021	0,018	0,016	0,014	0,010	0,008
15	0,058	0,044	0,037	0,033	0,029	0,021	0,016
30	0,11	0,081	0,069	0,061	0,054	0,038	0,030
60	0,18	0,14	0,12	0,10	0,091	0,084	0,051
90	0,23	0,18	0,15	0,13	0,12	0,083	0,066
120	0,27	0,20	0,17	0,16	0,13	0,10	0,076
150	0,30	0,22	0,19	0,17	0,15	0,11	0,084
180	0,33	0,25	0,21	0,18	0,16	0,12	0,092

Таблица 3.3.10

Отвод с прямоугольным сечением
(рис.3.3.6, в)

п/в	0,25	0,50	0,75	1,0	1,25	1,50	1,75
с	1,8	1,5	1,2	1,0	0,8	0,68	0,53
п/в	2,0	2,5	3,0				
с	0,47	0,40	0,40				

Таблица 3.3.11

Шероховатый отвод из звеньев круглого сечения

α , град	n	
	1,5	2
30	0,2	0,15
45	0,25	0,2
60	0,30	0,3
90	0,4	0,35

Коэффициенты сопротивления отводов учитывают, как было сказано выше, только потери на местные сопротивления и не учитывают потери на трение. Поэтому при расчете потерь давления выпрямленную длину l_0 отвода прибавляют к длине прямых воздухопроводов. Выпрямленную длину отвода находят по выражению

$$l_0 = \frac{\pi \cdot R_0 \cdot \alpha}{180}. \quad (3.3.23)$$

Коэффициенты сопротивления шероховатых отводов (см.рис.3.3.11) учитывают потери давления по длине отвода.

Потери давления в тройнике. Детали воздухопроводов, служащие для соединения или разъединения (рис.3.3.7) потоков, называют тройниками.

Тройники бывают симметричными (рис.3.3.7, б,в) и несимметричными (рис.3.3.7,а). Несимметричный тройник имеет воздухопроводы в проходном и в боковом направле-

ниях. Воздухопроводы ответвлений несимметричного тройника имеют диаметры в проходном D_n и боковом D_b направлениях, которые объединяют потоки в общий воздухопровод тройника диаметром D_0 при установке тройника во всасывающей линии или, наоборот, разъединяют общий поток на ответвлении при нагнетании. При этом проходной поток с большим расходом воздуха не изменяет направления, а боковой поток с меньшим расходом подсоединяют под углом α . Тройник, у которого $L_n > L_b$, $F_n > F_b$, $F_0 = F_n + F_b$, считают нормальным.

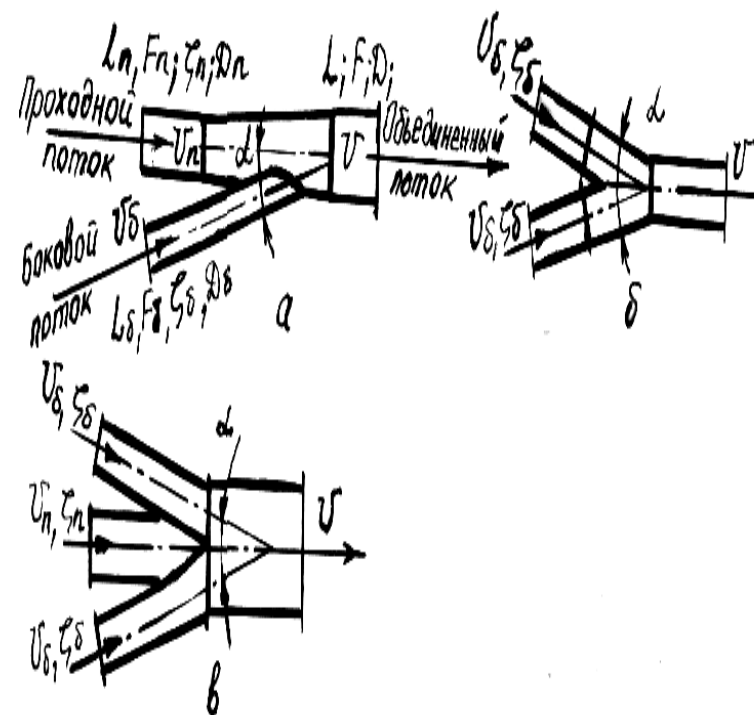


Рис.3.3.7. Тройники всасывающих воздухопроводов:
а - несимметричный тройник; б-симметричный тройник; в-крестовина

Тройник имеет два коэффициента местного сопротивления: ξ_n - коэффициент сопротивления в проходном и ξ_b - в боковом направлениях, которые зависят от угла α , отношения скоростей потока в боковом и проходном направлениях, отношение диаметров и площадей

сечений воздухопроводов проходного и бокового ответвлений.

Коэффициент сопротивления ответвлений тройника уменьшается с уменьшением угла α . Минимальные сопротивления имеют тройники с углом $\alpha \leq 15^\circ$. Однако практически применяются тройники с углом $\alpha = 30^\circ$ и допускаются с углом 45° и 60° , если не позволяет длина.

Коэффициенты сопротивлений тройника увеличиваются с увеличением скорости и расхода воздуха и уменьшаются с их уменьшением. Для потока, имеющего меньшую скорость и расход, коэффициент сопротивления уменьшается и может быть равным нулю или даже быть отрицательным. Отрицательный коэффициент сопротивления одного из потоков тройника, имеющего меньшую скорость, объясняется явлением инжекции, т.е. этот поток не теряет, а приобретает энергию за счет потока, имеющего большую скорость и расход.

Это объясняется тем, что поток, движущийся с большей скоростью, теряет часть энергии (положительные потери давления) на ускорение потока, движущегося с меньшей скоростью, и его энергия вследствие этого возрастает, а потери давления имеют отрицательный знак. Если потери давлений и коэффициент сопротивления тройника по боковому направлению имеют отрицательный знак, то это характеризует по существу не потери, а приращение энергии (коэффициенты сопротивления тройников в зависимости от отношения площадей и расходов находят из таблицы 3.3.12, а в зависимости от отношения скорости - по литературе / 8, 6, 27/).

Для симметричных тройников принимают коэффициенты сопротивления боковых потоков.

Таблица 3.3.12
Коэффициенты сопротивления тройника во всасывающих воздухопроводах (см.рис.3.3.7)

$\alpha, \text{град}$	$\frac{F_n}{F}$	$\frac{F_6}{F}$	$\frac{L_6}{L}$								
			0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
		0,6	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,2	0,0	-	-4
			-150	-27	-8	-2,6	-0,6	0,0	0,2	0,4	0,4
			0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	-	2,8
	0,2	0,7	-210	-39	-12	-4,0	-1,2	-0,1	0,2	0,4	0,4
			0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,3	-2,3
		0,8	-292	-54	-17	-5,4	-1,7	-0,1	0,2	0,4	0,4
		0,5	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,2	-0,1	-	-15
			-	-	-	-	-	-	-	-	-
			0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,2	-0,1	-	-11
		0,3	-87	-15	-4,0	-1,2	-0,1	0,2	0,3	0,4	0,4
			0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,2	0,0	-	-8
		0,7	-103	-18	-5,0	-1,4	-0,2	0,1	0,3	0,4	0,4
			0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,3	0,1	-	-7
										0,6	
		0,8	-160	-29	-8,0	-2,4	-0,4	0,1	0,3	0,4	0,4
		0,5	0,2	0,2	0,2	0,2	0,1	0,0	-0,9	-	-28
			-	-	-	-	-	-	-	-	-
			0,2	0,2	0,2	0,2	0,1	0,0	-0,6	-	-20
		0,4	-65	-12	-	-	0,0	0,2	0,4	0,4	0,4
					3,2	0,8					
			0,2	0,2	0,2	0,2	0,1	0,0	-	-	-14
		0,6							0,4	2,4	
			-76	-13	-	-	0,0	0,2	0,3	0,4	0,4
		0,7			3,3	0,8					

Продолжение таблицы 3.3.12

			-9,0	-0,6	0,7	0,9	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
	0,7	0,4	0,2	0,2	0,2	0,1	-0,3	-1,9	-7,0	-25	-140
-1,6			-1,2	0,6	0,8	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	
0,5		0,2	0,2	0,2	0,1	-0,2	-1,3	-5,0	-16	-91	
		-25	-4,7	0,0	0,6	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	
			-40	-7,2	-2,0	-0,6	0,0	0,2	0,3	0,4	0,4
		0,2	0,2	0,2	0,0	-0,5	-2,0	-5,6	-16	-52	-278
-3,2			0,1	0,7	0,9	1,0	1,0	-	-	-	
0,3		0,2	0,2	0,1	-0,1	-1,1	-3,4	10,0	-3,5	-192	
		-8	-0,4	0,7	0,9	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	
	0,8	0,4	0,2	0,2	0,2	0,0	-0,7	-2,8	-9,0	-30	-173
-14			-0,2	0,6	0,8	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	
0,5		0,2	0,2	0,2	0,1	-0,3	-1,8	-6,0	-20	-115	
		-23	-3,5	0,1	0,6	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	
		0,6	0,2	0,2	0,2	0,2	0,1	-0,4	-2,3	-10	-64
			-36	-6,8	-1,8	-0,4	0,0	0,2	0,3	0,4	0,4
		0,2	0,2	0,2	0,0	-0,5	-2,0	-5,6	-16	-52	-278
-3,2			0,1	0,7	0,9	1,0	1,0	-	-	-	
0,3		0,2	0,2	0,1	-0,1	-1,1	-3,4	-10,0	-3,5	-192	
		-8	-0,4	0,7	0,9	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	
	0,9	0,4	0,2	0,2	0,2	0,0	-0,7	-2,8	-9,0	-30	-173
-14			-0,5	0,6	0,8	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	
		0,5	0,2	0,2	0,2	0,1	-0,3	-1,8	-6,0	-20	-115
-23			-3,5	0,1	0,6	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	
0,6		0,2	0,2	0,2	0,2	0,1	-0,4	-2,3	-10	-64	
		-36	-6,8	-1,8	-0,4	0,0	0,2	0,3	0,4	0,4	
		0,2	0,2	0,2	0,0	-0,6	-2,8	-8,3	-23	-74	-387
			-2,5	0,2	0,8	1,0	1,0	1,0	-	-	-
0,3		0,2	0,2	0,1	-0,1	-1,6	-5,3	-15	-48	-266	
		-6,3	-0,1	0,8	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	
1,0		0,4	0,2	0,2	0,2	0,0	-1,0	-3,5	-11	-36	-206
			-12	-0,1	0,7	0,8	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
	0,5	0,2	0,2	0,2	0,0	-0,5	-2,2	-8,0	-26	-155	
-15		-1,4	0,3	0,6	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7		

Продолжение таблицы 3.3.12

45	1,0	0,2	0,2	0,1	-0,1	-0,8	-3,6	-10	-27	-85	-445
			-1,2	0,5	0,8	1,0	1,0	1,0	-	-	-
		0,3	0,2	0,2	0,1	-0,1	-1,2	-4,4	-13	-41	-225
			-3,5	-0,1	0,5	0,7	0,8	0,9	0,9	0,9	1,0
		0,4	0,2	0,3	0,3	0,2	0,0	-1,2	-5,6	-20	-115
			-8	-0,6	0,4	0,6	0,7	0,7	0,7	0,7	0,6
	0,5	0,5	0,2	0,3	0,4	0,4	0,2	-0,5	-3,3	-14	-80
			-13	-1,9	0,0	0,4	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
	0,6	0,6	0,2	0,3	0,4	0,4	0,2	-0,5	-3,2	-13	-70
			-	-	-	-	-	-	-	-	-

Верхняя строка – коэффициент сопротивления проходного потока $\xi_{\text{п}}$, а нижняя – коэффициент сопротивления бокового потока $\xi_{\text{б}}$ с учетом коэффициента сопротивления отвода.

Нормальная работа тройника возможна при равенстве общих давлений объединяемых в тройнике потоков, т.е. при $H_{\text{оп}} = H_{\text{об}}$ или $\sum H_{\text{пп}} = \sum H_{\text{пб}}$. С учетом этого основного условия нормальной работы тройника определяют диаметр воздухопровода бокового ответвления, обеспечивающего отсос необходимого количества воздуха от оборудования. Если диаметр воздухопровода бокового ответвления не обеспечивает нужный расход воздуха, то для его регулирования используют диафрагму на участке с меньшим сопротивлением.

Общее давление H_0 объединенного потока равно общему давлению проходного $H_{\text{оп}}$ и бокового потоков $H_{\text{об}}$, т.е. $H_0 = H_{\text{оп}} = H_{\text{об}}$.

В тройнике с выровненными давлениями происходит перемещение воздуха из области большего в область меньшего давления. Это обеспечивает увеличение расхода от участка с меньшим сопротивлением в результате уменьшения расхода от участка с большим сопротивлением.

Экспериментальное определение коэффициентов местных сопротивлений базируется на уравнении 3.3.19. В этом случае определяют потери давления в местном сопротивлении без потерь по длине его и среднюю скорость воздуха, обычно до местного сопротивления, где поток более выровнен.

Совместный учет потерь давления по длине и в местных сопротивлениях

Общие потери давления в воздухопроводах магистрального направления, состоящего, например, из двух участков, складываются из потерь давления на этих участках, а потери давления на каждом участке – из потерь давления в прямолинейных участках и в фасонных деталях. Коэффициенты местных сопротивлений фасонных деталей, как было указано, не учитывают потери по их длине, поэтому в общие потери давления по длине участка необходимо включить и потери по длине "выпрямленных" фасонных деталей (отвод, колено).

Потери давления по длине воздухопроводов на участке АБ (рис.3.3.8) будут

$$\lambda \frac{l_k + l_0 + l_2 + l_6}{D_1} \cdot \frac{\rho \cdot V_1^2}{2} = \lambda \frac{l_{AB}}{D_1} H_{01} = H_{\text{ПА-Б}}, \quad (3.3.24)$$

а в местных сопротивлениях

$$(\xi_k + \xi_2 + \xi_{3n}) \cdot \frac{\rho \cdot V_1^2}{2} = \sum \xi \cdot H_{01} \dots, \quad (3.3.25)$$

где ξ_{3n} – коэффициент сопротивления тройника в проходном направлении.

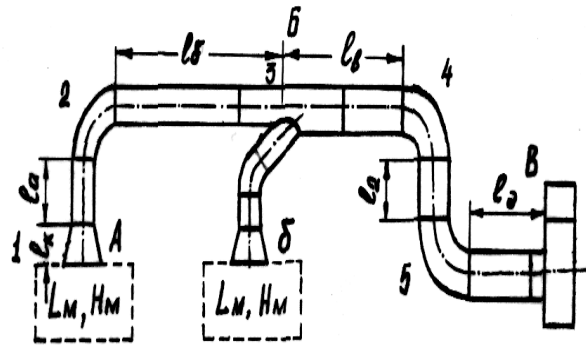


Рис.3.3.8. Схема вентиляционной установки

Потери давления по длине воздухопроводов на втором участке

$$\lambda = \frac{l_2 + l_4 + l_5 + l_6}{D_2} \cdot \frac{\rho \cdot V_2^2}{2} = \lambda \frac{l_{БВ}}{D_2} H_{02} = H_{ПБ-В}, \quad (3.3.26)$$

и в местных сопротивлениях

$$(\xi_4 + \xi_5) \cdot \frac{\rho \cdot V_2^2}{2} = \sum \xi \cdot H_{д2}, \dots \quad (3.3.27)$$

Диаметры и скорости воздуха на каждом участке одинаковые и имеют соответствующие обозначения. Переход от первого участка ко второму, как известно, осуществляется через тройник. При этом скорости на участках должны быть одинаковыми или допускается незначительное увеличение скорости на последующем (по направлению движения воздуха) участке.

Таким образом, потери давления в воздуховоде рассматриваемой вентиляционной сети с учетом зависимости (3.3.4) равны:

$$H_{nc} = \sum_{i=1}^i \left(\lambda \cdot \frac{l_i}{D_i} + \sum \xi_{\chi} \right) \cdot H_{01} = \sum_{i=1}^i H_{ni} \dots, \quad (3.3.28)$$

где i - количество участков в главном направлении (в рассмотренном примере $i = 2$, т.е. два участка).

Это выражение входит в выражение 3.3.5 как слагаемое общих потерь давлений в сети.

Общие потери давления в воздухопроводах рассмотренной схемы с учетом зависимости 3.3.28 равны $H_c = H_{ПА-Б} + H_{ПБ-В}$.

Потери давления на боковом участке Бб определяются с целью определения диаметра воздухопровода бокового ответвления (об этом будет сказано ниже).

Для определения полных потерь давления в сети, как было показано в зависимости 3.3.6, нужно учитывать и потери в воздухопроводах на нагнетающей стороне вентилятора, а также потери давления на аспирируемом оборудовании и пылеотделителях.

Потери давления в аспирируемом оборудовании. Аспирируемое оборудование может иметь рабочее пространство внутри рабочего органа, не разделенное на отдельные части (триеры, обочные и щеточные машины и т.д.) или состоящее из ряда каналов достаточно сложной формы. Например, на рис.3.3.9 показана схема воздушных каналов зернового сепаратора. Как показано на схеме, поток в воздухопроводе 1, присоединяемом к сепаратору, состоит из двух потоков: первый - из канала 3 предварительной или первой аспирации и второй - из канала 7 второй аспирации зерна. На пути к слиянию оба потока проходят каналы довольно сложной формы и осадочные

камеры 4 и 5, огибая регулировочные заслонки 2 и 6, после чего попадают в воздухопровод 1 и далее в вентилятор. Расчетный способ определения системы таких каналов или фасонных деталей практически не дает точных результатов из-за недостаточного учета взаимовлияний фасонных деталей на общую величину их сопротивления.

Единственно надежным методом определения величины потерь в аспирируемом оборудовании является экспериментальный. Абсолютная величина потерь давления не может быть постоянной даже для одной и той же машины, так как она может изменяться при изменении скорости движения воздуха в зависимости от количества и свойств обрабатываемого материала. Поэтому сопротивление оборудования устанавливается по максимальному значению при его паспортной производительности.

Практические потери давления H_m на технологическое и другое оборудование зерноперерабатывающих и других предприятий при соответствующих им нормативных расходах на аспирацию приведены в приложениях и в другой литературе [4, 6, 7, 8, 9]. Поэтому при проектировании принимают эти потери из литературы [7].

В тех случаях, когда проектируется новое технологическое или другое оборудование или модернизируется существующее, возникает необходимость решать вопросы его аспирации и вентиляции. Поэтому необходимо ориентировочное определение сопротивления оборудования путем расчета.

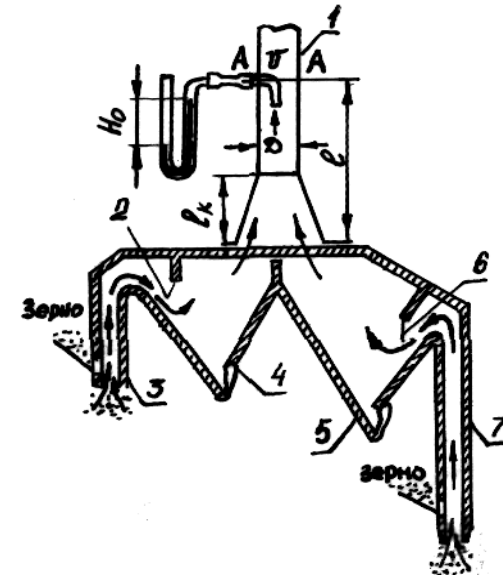


Рис.3.3.9. Схема воздушных каналов зернового сепаратора:
1 – воздухопровод; 2, 6 – регулировочные задвижки; 3,7 – каналы; 4,5 – осадочные камеры

Воздушные каналы представляют собой сумму различных последовательно установленных фасонных деталей, которые создают различные местные сопротивления при движении воздуха, изменяя его скорости в значительных пределах (как по её средней величине, так и по деформации поля скоростей). Поэтому оборудование можно рассматривать как сложную фасонную деталь со значениями коэффициентов ϵ , характеризующими аэродинамическое сопротивление сепаратора. Тогда известная зависимость 3.3.19 для определения сопротивления машины H_m может быть записана в форме:

$$H_m = \sum \xi \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2}, \quad (3.3.29)$$

где $\sum \xi$ - сумма коэффициентов местных сопротивлений в машине.

В этой зависимости V является средней скоростью воздуха в сечениях рабочих каналов оборудования (например, в каналах аспирации продукта), если она имеет основное технологическое назначение, или в сечениях лимитированных и нормированных отверстий для притока воздуха в кожух оборудования при аспирации, если она предназначена для удаления выделяющихся там вредных веществ. В рассмотренном примере каналы аспирации зернового сепаратора имеют общее сечение F , и скорость воздуха в этих каналах принимает значение в пределах $(5 \div 7)$ м/с, т.е. несколько ниже скорости витания зерна. Поэтому уравнение 3.3.29 с учетом зависимости расхода воздуха из уравнения неразрывности, заменив $\sum \xi \cdot 0,5 \cdot \rho$ общим условным коэффициентом ε аэродинамического сопротивления машины, можно привести к форме:

$$H_m = \varepsilon \cdot \frac{L^2}{F^2}, \quad (3.3.30)$$

т.е. потери давления в машине прямо пропорциональны произведению коэффициента ее аэродинамического сопротивления на квадрат секундного расхода воздуха и обратно пропорциональны квадрату площади среднего сечения каналов. Очевидно, что если уменьшать площадь сечения для притока воздуха в герметизированный кожух машины, то сопротивление будет значительно увеличиваться.

Коэффициент аэродинамического сопротивления уже созданной машины можно ориентировочно определить из формулы 3.3.30, определяя H_m экспериментальным способом.

Потери давления на машине H_m будут определены как разность полного давления в сечении А-А воздухопровода, где измеряем общее давление в воздухопроводе (см.рис.3.3.9), и потерь на участке воздухопровода длиной l , т.е.:

$$H_m = H_{01} - \left(\lambda \frac{l}{D} + \sum \xi_k \right) \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2}, \quad (3.3.31)$$

где ξ_k - коэффициент сопротивления конфузора.

Таким образом, определив потери давления, например, на зерновом сепараторе, зная площади поперечных сечений каналов его аспирации зерна и расходы воздуха в них при установленных скоростях потока, определим коэффициент аэродинамического сопротивления машины из выражения 3.3.30:

$$\varepsilon = \frac{H_m F^2}{L^2}, \quad (3.3.32)$$

Для расчетного определения потерь давления в новом оборудовании, на которое еще нет нормативных данных для расчета аспирации, коэффициент его аэродинамического сопротивления можно определить ориентировочно (в учебных целях) по выражению:

$$\varepsilon = \sum \xi \cdot 0,5 \cdot \rho. \quad (3.3.33)$$

где χ - количество условно выделенных фасонных деталей в каналах рабочей зоны машины.

Величину F принимают равной площади поперечного сечения рабочих каналов или живого сечения рабочих органов оборудования, если вентиляция имеет основное технологическое назначение, или площади специальных вентиляционных отверстий в кожухе с учетом отверстий его неплотностей, если вентиляция предназначена для удаления

выделяемых внутри машины вредностей, т.е. имеет санитарно-гигиеническое назначение.

Скорость воздуха обоснованно принимают для осуществления технологических процессов обработки продукта (очистка, расслоение, сушка и т.д.) или для надежного удаления выделяющихся вредностей (пыли, влаги, газов и т.д.). По площади сечения и скорости воздуха определяют расход воздуха. Используя эти данные по зависимости 3.3.30 определяют потери давления в оборудовании.

Для уменьшения сопротивления оборудования, как видно из выражения 3.3.30 (в случаях удаления вредностей), необходимо расчетным способом определить минимально возможный расход воздуха и уменьшить F путем герметизации кожуха оборудования и рациональной схемы непрерывной и направленной (поточной) вентиляции (продувания) рабочего пространства внутри замкнутых рабочих органов оборудования или в его герметизированном кожухе, если первая невозможна. Для этого нужно обоснованно выбрать места отсоса и организованной подачи воздуха с тем, чтобы добиваться эффективной схемы движения воздуха и удаления выделяющихся вредностей по возможности в ограниченном рабочем пространстве оборудования. Место отсоса обычно выбирают в зоне наибольшего выделения (концентрации) пыли, а приточные вентиляционные отверстия располагают в крайних точках зоны выделения вредностей в машине. Вентиляционные отверстия должны располагаться так, чтобы обеспечивать продувание (вентиляцию) зоны выделения вредностей и их локальное удаление. При проектировании герметизированных кожухов и узлов аспирации оборудования нужно учитывать, чтобы около места присоединения вентиляционного воздухопровода не было

неплотностей, загрузочных отверстий для подачи продукта без противоприсосного клапана или других отверстий. Это будет снижать эффективность аспирации оборудования и увеличивать непроизводительные затраты энергии. Поэтому кожухи машин должны быть герметизированными и удобными при эксплуатации оборудования. Опыт проектирования и исследования вентиляционных установок на зерноперерабатывающих и пищевых предприятиях показывает, что совершенствование конструкции кожухов и узлов аспирации технологического оборудования повышает не только эффективность вентиляционных установок, но и эффективность работы машин.

Потери давления в аспирируемом оборудовании происходят из-за сопротивления движению потока воздуха при пересечении слоя обрабатываемого продукта. Движения воздуха по каналам (3.3.29) можно представить и в форме

$$H_m = (\xi_0 + \sum \xi_k) \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2} = H_{mo} + H_{mk}, \quad (3.3.34)$$

где H_{mo} - потери давления в основном узле вентилируемой машины;

H_{mk} - потери давления при движении воздуха по каналам внутри машины.

Потери давления в основном узле или рабочем органе машины связаны с сопротивлениями при пересечении воздуха слоя обрабатываемого продукта или различных преград, встречающихся в рабочей зоне машины при осуществлении технологических задач, или специальных вентиляционных приточных отверстий в кожухе машины при аспирации с целью удаления выделяющихся вредностей.

К потерям в основных узлах или в рабочих органах машины можно отнести потери при пересечении потоком воздуха слоя обрабатываемого продукта (зерно и продукты его

переработки, другие сыпучие продукты), сит (решет) ситовых рабочих органов, а также при прохождении различных пневмосепарирующих каналов. К потерям, связанным при движении воздуха по каналам внутри машины, относятся местные сопротивления при движении воздуха по условно выделенным фасонным частям воздухопроводов (каналов) внутри машины, а также при пересечении решеток и различных сужающих устройств.

Потери давления при пересечении воздушным потоком сыпучих продуктов, решеток и сужающих устройств

Потери давления при пересечении воздушным потоком слоя зерна и продуктов его размола в технологическом или другом оборудовании определяются по известным формулам. При пересечении воздухом подвижного слоя, например, в шахтных сушилках:

$$H_3 = A \cdot V_y^n \cdot l, \quad (3.3.35)$$

где A и n - опытные коэффициенты, зависящие от культуры, влажности и плотности зерна;

V_y - условная скорость воздуха, отнесенная к общей площади поперечного сечения продуваемого слоя зерна;

l - толщина движущегося слоя, мм.

Для зерна пшеницы влажностью 12 % коэффициенты $A = 14,1$, $n = 1,43$; при влажности 20 % - $A = 7,2$; для ржи - $A = 17,6$, $n = 1,41$; для ячменя - $A = 14,4$, $n = 1,43$; для кукурузы - $A = 6,7$, $n = 1,55$; для проса - $A = 23$, $n = 1,38$.

При очистке зерна от примесей в пневмосепарирующих каналах:

$$H_3 = 1,3 \frac{q \cdot V_k^2}{a}, \quad (3.3.36)$$

где q - удельная нагрузка на 1 см ширины канала, кг/(ч см);

a - глубина канала, мм;

V_k - средняя скорость воздуха в канале, м/с.

При пересечении потоком воздуха неподвижного слоя зерна в насыпи (активное вентилирование):

$$H_3 = (a \cdot V_y + b \cdot V_y^2) \cdot l, \quad (3.3.37)$$

где V_y - условная скорость воздуха, отнесенная к общей площади насыпи, принимают $V_y = 0,06$ м/с;

l - толщина слоя зерна, м;

a и b - опытные коэффициенты, зависящие от культуры, влажности и плотности зерновой насыпи; для пшеницы и ржи $a = 3600 \div 4200$; $b = 23000 \div 25000$.

При пересечении слоя крупы в ситовых машинах H_3 определяют по формуле 3.3.37, в которой опытные коэффициенты a и b принимают значения:

$$a = 44760 \cdot \eta_a \cdot \lambda_a \cdot \varphi_a \cdot \psi_a, \quad b = 74930 \cdot \eta_b \cdot \lambda_b \cdot \varphi_b \cdot \psi_b.$$

где η , λ , φ и ψ - опытные коэффициенты, учитывающие крупность, плотность, зольность и влажность крупы.

Так, например, для крупной крупы с размером частиц от 0,6 до 0,9 мм $\eta_a = 1,0$; $\eta_b = 1,0$; для средней крупы с размерами частиц от 0,4 до 0,6 мм $\eta_a = 1,85$; $\eta_b = 1,8$; для мелкой крупы с размером частиц меньше 0,4 мм $\eta_a = 4,5$; $\eta_b = 7,0$. При отсутствии уплотнения и разрыхления $\lambda_a = 1,0$ и λ_b

=1,0. При разрыхлении слоя крупы воздухом и колебаниями сит коэффициенты λ_a и λ_b уменьшаются примерно в 1,5 - 2,5 раза ($\lambda_a=0,75 \div 0,45$; $\lambda_b = 0,6 \div 0,3$). С повышением зольности крупы коэффициенты уменьшаются. Так, например, при зольности 1,2 % $\varphi_a=1,0$ и $\varphi_b=1,0$; при зольности 2,2 % $\varphi_a=0,65$ и $\varphi_b=0,8$; при влажности крупы 11 % $\psi=1,0$ и $\psi=1,05$.

Потери давления псевдоожиженного слоя $H_{сл}$ в аэрожелобах находят по формуле:

$$H_{сл} = \rho_n \cdot h_c \cdot g \cdot (1 - \varepsilon), \quad (3.3.38)$$

где ρ_n - плотность продукта: принимает значения для зерна пшеницы 1350; ячменя 1320; проса - 1180; гороха - 1370; муки и манной крупы - 1400; отрубей - 1320 кг/м³;

h_c - высота (толщина) слоя продукта, принимают в зависимости от производительности и вида продукта значения от 0,04 до 0,1 м;

ε - пористость слоя, принимает для зерна 0,5 ÷ 0,6; муки и манной крупы $\approx 0,4$; отрубей $\approx 0,3$.

Расход воздуха в аэрожелобе определяют по формуле:

$$L = 3600 \cdot V_{cp} \cdot F,$$

где F - площадь пористой перегородки, м²;

V - скорость фильтрации, м/с; принимает для зерна пшеницы и гороха значения приблизительно 1,5 м/с, ячменя - 1,2; проса - 0,8; отрубей - 0,4; манной крупы - 0,3 и муки - 0,03 м/с.

Сопротивление пористой перегородки $H_{пер}$ аэрожелоба находят по скорости фильтрации:

$$H_{пер} = m \cdot V_{ф}, \quad (3.3.39)$$

где m - коэффициент сопротивления пористой перегородки, н-с/м³.

В расчетах принимают m для технического хлопчатобумажного бейтинга (ГОСТ 2924-67) толщиной 1,2 мм $m=575$; брезента сурового льняного Арт.377 (ОСТ 30092-40) толщиной 0,7 мм $m=4050$; брезента сурового полульняного Арт.1235 (ОСТ 30359-42) в один слой толщиной 0,7 мм $m=12200$, в два слоя толщиной 1,6 мм $m=17800$, в три слоя толщиной 2,4 мм $m=26000$.

В некотором технологическом оборудовании поток воздуха используется, как было указано, для технологических целей и обработки сыпучих продуктов, находящихся на ситовых рабочих органах или перегородках. Поэтому при определении сопротивления слоя продукта учитывать имеющиеся там пористые поверхности.

Потери давления при прохождении воздуха через ситовые поверхности (сетки) определяют по формуле (3.3.19). При этом скорость берут в воздухопроводе с размером сечения равным рассматриваемой площади сетки с учетом коэффициента её живого сечения, который равен $\varphi = F_0/F$, где F_0 - площадь всех отверстий; F - площадь ситовой поверхности. Этот коэффициент можно выразить

как отношение $\varphi = \frac{f_0 \cdot N}{f \cdot N}$, где f_0 и f - соответственно

площадь отверстия и площадь сита, приходящаяся на одно отверстие; N - количество отверстий.

Коэффициент сопротивления сеток ξ_c находят в зависимости от вида сетки по приведенным ниже формулам.

Для металлических сеток из круглой стальной проволоки с диаметром нити d при $Re = 700 \div 300$ коэффициент сопротивления равен:

$$\xi_c = 1,3(1 - \varphi) + \left(\frac{1}{\varphi} - 1\right)^2, \quad (3.3.40)$$

где φ - коэффициент живого сечения сетки, $\varphi < 1,0$.

Для шелковых сит при $Re = 250 \div 100$ коэффициент сопротивления будет равен:

$$\xi_c = 2,1(1 - \varphi) + \left(\frac{1}{\varphi} - 1\right)^2, \quad (3.3.41)$$

В таблице 3.3.13 даны значения коэффициентов сопротивления сеток и шелковых сит, подсчитанные по формулам 3.3.40 и 3.3.41.

Таблица 3.3.13

Коэффициент сопротивления сеток

Виды сечения	Коэффициент живого сечения									
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
Сита и сетки из круглой с тальной проволоки	82	1,7	6,4	3,0	1,65	0,97	0,58	0,32	0,14	0,0
Шелковые сита	83	18	7,0	3,5	2,1	1,3	0,81	0,48	0,22	0,0

Коэффициент сопротивления штампованных металлических сит (плоских решеток) при $Re < 10^5$ находят по следующей формуле:

$$\xi_c = (1,707 - \varphi)^2. \quad (3.3.42)$$

В тех случаях, когда регулирование подачи воздуха в рабочий орган машины (воздушные и ситовые сепарирующие органы, пневмосортировальные столы и ситовые машины и т.д.) осуществляется с помощью сужающих устройств (диафрагмы, заслонки и т.д.), потери давления в рабочем

органе машины нужно находить с учетом сопротивлений в названных устройствах, потому что их сопротивление взаимосвязано с режимом работы машины, т.е. с сопротивлением в её рабочем органе. Коэффициент сопротивления диафрагм находят по рис. 3.3. 9 и таблице 3.3.14.

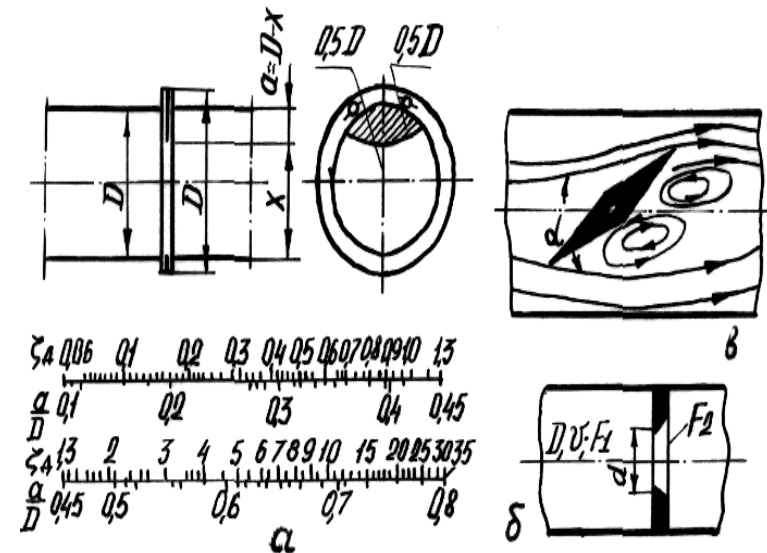


Рис.3.3.9. Схемы диафрагм и заслонки в воздухопроводах: а - односторонняя диафрагма; б - диафрагма с центрально-расположенным отверстием; в- поворотная заслонка

Таблица 3.3.14

Коэффициенты сопротивления диафрагмы
с центрально-расположенным отверстием (см.рис.3.3.9, б)

$\frac{l}{n} = \frac{F_2}{F_1}$	0,05	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4	0,45
ξ_d	1050	245	98	51	30	18	12	8	6
$\frac{l}{n} = \frac{F_2}{F_1}$	0,5	0,55	0,6	0,65	0,7	0,75	0,8	0,9	1
ξ_d	4	2,8	2	1,4	0,97	0,65	0,42	0,13	0

Коэффициенты сопротивления поворотных заслонок
(дрессель-клапанов) в воздухопроводах приведены в
таблице 3. 3.15.

Таблица 3.3.15

Коэффициенты сопротивления поворотных заслонок
(см.рис.3.3.9, в)

Сечение воздухо- провода	Угол поворота заслонки α , град									
	5	10	20	30	40	50	60	70	80	90
Круглое	0,24	0,52	1,54	3,91	10,8	18,7	32,6	118	751	
Прямо- угольное	0,28	0,45	1,34	3,54	3,27	16,0	24,9	77,4	368	

Если сетчатые перегородки, диафрагмы и заслонки
установлены в воздухопроводах (каналах) после рабочего
органа машины, то сопротивление этих устройств будет

учитываться в потерях давления H_{mk} в воздухопроводящих
каналах машины.

Сопротивление в каналах внутри оборудования может
быть определено по формуле 3.3.4. При этом длина
воздухопроводов принимается с учетом длины
выпрямленных условно выделенных фасонных частей,
коэффициенты сопротивлений которых определяют
известными способами.

Рассмотрены воздухопроводы круглого сечения, а
каналы внутри машин могут иметь прямоугольное сечение.
Тогда потери давления рассчитывают по эквивалентному
диаметру по зависимости:

$$H_l = \lambda \cdot \frac{l}{4 \cdot R_e} \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2} = \lambda \cdot \frac{l}{D_s} \cdot H_d, \quad (3.3.43)$$

где $R_e = \frac{F}{n}$ - гидравлический радиус;

F и n - площадь и периметр сечения воздухопровода.

Для воздухопровода прямоугольного сечения с
размерами сторон a и b :

$$\frac{D_s}{4} = \frac{a \cdot b}{2(a+b)} \text{ или } D_s = \frac{2a \cdot b}{a+b}$$

Для воздухопровода квадратного сечения $D_s = a$, т.е.
он равен стороне квадрата, для круглого - $D_s = D$.

Потери давления при входе воздуха в здание

При входе воздуха в здание возникает сопротивление:

$$H_{zd} = K_{zd} \cdot L^m, \quad (3.3.44)$$

где L - общий объемный расход воздуха, поступающего в
здание, т.е. отсасываемого через машины, неплотности в
воздухопроводах и через всасывающий фильтр;

$K_{зд}$ - коэффициент сопротивления входу воздуха в здание, чем больше его значение, тем меньше размеры отверстий, через которые он проникает в здание, и тем меньше общая площадь этих отверстий;

m - показатель степени, близкий к двум при достаточно больших отверстиях для прохода воздуха.

Сопротивление входа воздуха в здание практически равно величине разряжения в нем и не должно превышать $30 \div 50$ Па. Иногда разряжение в здании бывает несколько выше допустимого, особенно зимой, когда уменьшены возможности свободного доступа воздуха в помещение через неплотности в оконных и дверных проемах или других местах. В таких случаях нужно принимать меры по увеличению притока воздуха через систему приточной вентиляции с калорифером или увеличивать количество рециркулируемого воздуха с улучшением его очистки. В противном случае создавшееся разряжение в помещении, как показывают материалы исследований на Заудинском комбинате хлебопродуктов, приводит к снижению эффективности работы вентиляционных установок и затрудняет ведение технологических процессов в машинах, происходит забивание сит в просеивающих машинах, ухудшаются условия измельчения зерна и обогащения продуктов его измельчения.

Разряжение в помещениях цехов измеряли микроманометром ММН (1), выпуская отверстие пневмометрической трубки /2/ наружу через отверстие в деревянной раме /4/ окон, как показано на рис. 3.3.10, в стенке здания. Штуцер чашки микроманометра соединяется с штурцером "минус" специальной пневмометрической трубки длиной 2 м с помощью резиновой трубки 2. Конец трубки должен быть выпущен на l не менее 1 метра. Измерения прово-

дят в различных местах внутри помещения и обрабатывают методами математической статистики.

По результатам проведенных измерений была установлена необходимость реконструкции вентиляционной системы мельницы, составлено техническое задание, разработаны техническое предложение и проект приточной вентиляции, обеспечивающей нормальные условия работы предприятия после внедрения проекта.

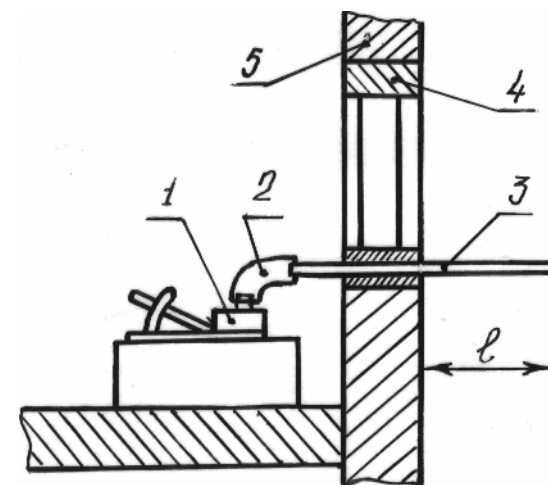


Рис.3.3.10. Схема измерения разряжения в помещении микроманометром

При проектировании вентиляционной установки учтены результаты исследований, величины допускаемого и фактического разряжения в цехах, которые определены

студентами во время прохождения производственной практики и выполнения работы по НСО, курсовому и дипломному проектированию.

Потери давления в пылеотделителях-циклонах - определяют по зависимости 3.3.19 по входной скорости

$V_{вх} = \frac{L}{F_{вх}}$, где $F_{вх}$ - площадь сечения входного отверстия

циклона; L - расход воздуха в сети (коэффициенты сопротивления циклонов приведены в следующей главе).

Потери давления во всасывающих фильтрах принимаются из таблиц по величине фильтрующей поверхности (подробно о пылеотделителях сказано в следующей главе).

Таким образом, последовательно рассмотрены все сопротивления, создающие потери давления в воздухопроводах и оборудовании вентиляционных установок. Если зависимость 3.3.5 учитывает сопротивление всасывающей линии вентиляционной сети, то для определения полного давления вентилятора, как было указано, необходимо учитывать сопротивление нагнетающей линии сети, которое должно быть:

$$H_{пн} = (l \cdot \frac{\lambda}{D_n} + \sum \xi) \cdot \frac{\rho \cdot V_n^2}{2} + H_{по} + H_y, \quad (3.3.44)$$

где l_n , D_n - длина, диаметр воздухопровода нагнетающей линий;

H_y - потери на удар.

В нагнетающей линии может быть установлен пылеотделитель для вторичной очистки.

Полное сопротивление вентиляционной сети с учетом потерь давления на её всасывающей и нагнетающей линиях определяют по зависимости

$$H_{п-с} = H_{з\partial} + H_m + \sum_{i=1}^i (\lambda \cdot \frac{l_i}{D_i} + \sum_{\chi=1}^{\chi} \xi_{\chi}) \cdot H_{\partial 1} + \sum H_{по} + H_y. \quad (3.3.45)$$

В этой зависимости потери в воздухопроводах нагнетающей линии учтены в числе i участков сети. Потери на удар могут быть учтены в потерях на последнем участке или отдельно.

По величине полных потерь давления в вентиляционной сети выбирают полное давление вентилятора.

Таким образом, полное давление, развиваемое вентилятором, должно быть равно сумме потерь давлений, возникающих при перемещении воздуха по магистральному направлению сети из объема всасывания в объем нагнетания, включая при разомкнутом цикле потери, возникающие при поступлении и выходе из здания. Следовательно, порядок расчета величины полного сопротивления в сети состоит в последовательном определении и суммировании всех видов потерь давления, возникающих при движении воздуха по магистральному направлению.

Глава 4. ПЫЛЕВОЗДУШНЫЕ СМЕСИ. ПЫЛЕОТДЕЛИТЕЛИ

4.1. Основные свойства пыли и пылевоздушных смесей

Пыль является одной из разновидностей аэродисперсных систем (аэрозолей) с взвешенными в воздухе твердыми частицами дисперсионного происхождения. Такие частицы образуются при механической обработке материалов (дроблении, транспортировании, просеве, пересыпке и т.д.), при химических реакциях и объемной конденсации паров. Тонко дисперсионные частицы, которые осаждаются в виде пылевого налета на любую поверхность, называют аэрогелем. Аэрозоли подразделяют на аэрозоли с твердой дисперсной фазой (пыль и дым) и аэрозоли с жидкой дисперсной фазой (туман). На предприятиях хлебопродуктов преобладают аэрозоли с твердой дисперсной фазой. Аэрозольное состояние вещества повышает его химическую активность при горении, способствует накапливанию и переносу электростатических зарядов на поверхности оборудования и конструкциях зданий, а также адсорбированию в большом количестве газов и водяных паров.

Пыль, в зависимости от происхождения (органическая, неорганическая и смешанная) и способа образования, представляет собой полидисперсные системы, состоящие из множества частиц различных размеров. По размерам пыль условно подразделяют на крупную (50 ... 250 мкм), среднюю (10 ... 50 мкм) и мелкую (меньше 10 мкм). Дисперсность пыли обратно пропорциональна размерам её частиц. Степень дисперсности пыли тем меньше, чем

больше суммарная поверхность частиц дробленного вещества. Косвенной характеристикой дисперсности пыли является скорость осаждения частиц, которая зависит от величины частиц, формы поперечного сечения и плотности. Определение дисперсного состава пыли по классификационным номограммам пыли и по графику определения скорости витания частиц дано у с.А.Веселова и Л.С.Доника.

Пыль оказывает вред организму человека в результате механического, химического и биологического воздействия. По характеру воздействия на человека пыль бывает ядовитой и неядовитой. Неядовитые пыли в зависимости от дисперсности частиц могут быть очень опасны для здоровья человека тем, что вредно воздействуют на кожные покровы и органы дыхания и вызывают инфекционные заболевания.

На предприятиях хлебопродуктов технологическую пыль можно подразделить на элеваторную и мельничную. В элеваторной пыли содержится до 50 % минеральных частиц, которые поступают вместе с зерном, заполняя межзерновое пространство и осаждаясь на поверхности зерна. При перемешивании, очистке, разгрузке происходит пылеобразование.

Мельничная пыль в основном органического происхождения, подразделяется на следующие категории: пыль обоечная серая, пыль аспирационная и пыль черная обоечная.

Хорошо работающая вентиляция создает необходимое разрежение в герметизирующих кожухах машин и предупреждает выделение пыли в производственные помещения. Для этой цели необходимо обеспечить тщательную герметизацию оборудования, силосов и бункеров.

В главе 1.3 приведены основные допустимые концентрации пыли в производственных помещениях предприятий системы хлебопродуктов. Помимо выполнения санитарно-гигиенических требований к воздуху в помещении, необходимо обеспечить требуемую запыленность воздуха: при выбросе в атмосферу мучной пыли - не более 100 мг/м^3 , зерновой - $60 \dots 80 \text{ мг/м}^3$. Концентрация пыли в окружающем воздухе должна составлять 30 % от ПДК, т.е. на территории элеваторов - не более $1,2 \text{ мг/м}^3$, на территории мукомольного завода - $1,8 \text{ мг/м}^3$ и в местах постоянного проживания населения - не более $0,5 \text{ мг/м}^3$.

Технологическая пыль предприятий системы хлебопродуктов пожаро- и взрывоопасна. Вследствие того, что частицы зерновой, мучной пыли во взвешенном состоянии обладают большой суммарной поверхностью соприкосновения с кислородом повышается химическая активность пыли к окислению и это ускоряет процесс горения. При горении скорость распространения пламени колеблется в пределах $5 \dots 10 \text{ м/с}$ и при детонационном расширении достигает 500 м/с . Аэрогель менее активно участвует в окислительной реакции, но, ввиду возможности перехода его в состояние аэрозоля, имеется опасность возникновения взрыва. Поэтому взрывы пылевоздушных смесей сопровождаются первичными "хлопками" и вспышками и повторным взрывом.

Пожаро- и взрывобезопасность на предприятиях системы хлебопродуктов обеспечивается следующими мероприятиями: не допускать запыленности воздуха в рабочих помещениях выше допустимых санитарных норм, а также взрывоопасных концентраций пыли в оборудовании, воздуховодах вентиляционных и пневмотранспортных установках; не допускать работу оборудования с

выключенной аспирацией (предусмотреть блокировку электродвигателей вентилятора и аспирируемых машин); систематически и тщательно убирать пыль, осевшую на поверхности оборудования и строительных конструкциях здания; обеспечивать отделку стен и потолков в производственных помещениях, при которой исключается возможность накопления пыли, полностью исключать возможность возникновения тепловых источников и искрообразования, вызывающих воспламенение взрывоопасных концентраций пыли, соблюдать требования противопожарных норм и условий пожарной профилактики, связанные с работой технологического и энергетического оборудования (наличие противопожарных датчиков, блокирующих работу вентилятора, технологических отверстий брандмауэра с автоматическими поворотными заслонками, взрыворазрядных трубопроводов и т.д.).

Как видим, к чистоте воздуха, удаляемого в атмосферу и рециркулируемого обратно в помещение, предъявляются определенные требования. Очистка воздуха улучшает санитарные условия на предприятии и прилегающих к нему районов, а также уменьшает потери продукта.

4.2. Методы очистки и оценка эффективности работы пылеотделителя

В процессах очистки воздуха от пыли используются следующие виды отделения частиц полидисперсных систем: отделение пыли под действием сил инерции (центробежные, жалюзийно-инерционные пылеотделители, эжекторные пылеконцентраторы), осаждение пыли под действием силы тяжести в пылеосадочных камерах (гравитационные пылеотделители); отделение пыли фильтрацией запыленного воздуха в фильтрах различных конструкций (матерчатые

рукавные фильтры, гравийные или щебеночные фильтры); отделение пыли под влиянием сил сцепления и прилипания, действующих между частицами пыли к поверхностям пылеотделителя (сухие, жидкостные контактно-поверхностные пылеотделители); отделение высокодисперсной пыли электростатическим осаждением в неоднородном электрическом поле коронного разряда (электрофильтра).

В конструкциях пылеотделителей одновременно реализуется несколько принципов очистки воздуха. Способ отделения пыли и тип пылеотделителей выбирают в зависимости от состава пыли и её концентрации в воздухе, физико-механических свойств пыли, необходимой степени очистки, сложности конструкции пылеотделителя и его энергоемкости и сопротивления. В зависимости от степени очистки на предприятиях системы хлебопродуктов применяют одноступенчатую и двухступенчатую очистку воздуха от пыли. Последнее предусматривает использование различных конструкций пылеотделителей.

Эффективность работы пылеотделителя характеризуется величиной общего коэффициента очистки воздуха:

$$\eta_o = \frac{K_1 - K_2}{K_1} \cdot 100, \quad (4.2.1)$$

где K_1 и K_2 - концентрация пыли в воздухе до и после очистки, г/м³ или мг/м³.

При двухступенчатой очистке воздуха коэффициент очистки воздуха определяют по выражению:

$$\eta_o = \eta_1 + \eta_2 - \eta_1 \cdot \eta_2,$$

где η_1 и η_2 - коэффициенты первой и второй очистки воздуха.

Для сравнения эффективности очистки пылеотделителей пользуются величиной относительной остаточной запыленности воздуха $\eta_{ост} = 100 - \eta_o$.

По санитарным нормам СН 245 - 71 для определения запыленности воздуха рекомендован прямой массовый (гравиметрический) метод. Сущность данного метода заключается в определении массы улавливаемой пыли при принудительной фильтрации через пылезадерживающее устройство измеряемого объема запыленного воздуха. Для этих целей применяют предварительно просушенные аналитические аэрозольные фильтры (АФА-ВП, АФА-ДП, АФА-ХА и АФА-БА). Для взвешивания данных фильтров применяют аналитические весы с точностью взвешивания 0,1 мг.

При выборе пылеотделителя учитывают величину аэродинамического сопротивления, пропускную способность, эксплуатационную надежность, габариты и безопасность работы пылеотделителя.

Важной характеристикой эффективности работы пылеотделителя является фракционная степень очистки воздуха $\eta_{фр}$, которая указывает, какая часть каждой фракции пыли улавливается. Она характеризует целесообразность применения различных типов пылеотделителей в зависимости от фракционного состава пыли. В этой связи отдельные фракции пыли, выделяемые на разных ступенях очистки, находят как произведение массы пыли в данной ступени M_i на фракционный состав Φ_i . Тогда общее уравнение материального баланса имеет следующий вид:

$$M_1 \cdot \Phi_1 + M_2 \cdot \Phi_2 + M_i \cdot \Phi_i = M_n \cdot \Phi_n - M_k \cdot \Phi_k, \quad (4.2.2)$$

где M_n , M_k - начальная и конечная масса пыли, определенная в единицу времени, г;

Φ_n, Φ_k - начальная и конечная фракция пыли, %.

На основании уравнения 4.2.2 общий коэффициент эффективности очистки на всех ступенях очистки находят по формуле:

$$\eta = \frac{\eta_1 \cdot \Phi_1}{100} + \frac{\eta_2 \cdot \Phi_2}{100} + \dots + \frac{\eta_i \cdot \Phi_i}{100}. \quad (4.2.3)$$

Величина аэродинамического сопротивления определяет энергоемкость пылеотделителя. Удельный расход энергии в пылеотделителе с учетом энергии на вспомогательные операции (вывод пыли, очистку фильтровальных поверхностей и т.п.) определяется по следующей формуле:

$$\mathcal{E}_n = \frac{H_n}{K_1 \cdot \eta_{кпд}} \cdot 10^3, \text{ Дж/кг}, \quad (4.2.4)$$

где H_n - аэродинамическое сопротивление пылеотделителя;

$\eta_{кпд}$ - коэффициент полезного действия пылеотделителя.

Коэффициент технико-экономической эффективности, которая показывает экономию энергии на очистку 1 м³ воздуха, имеет следующий вид:

$$E = \frac{1}{\left(\frac{1}{\eta_n} - 1\right) \cdot H_n}, \text{ м}^2/\text{Дж}. \quad (4.2.5)$$

Экономичность работы пылеотделителей зависит от его аэродинамического сопротивления, от эффективности очистки и от начальной запыленности воздуха. Основная задача конструирования новых типов пылеотделителей - это уменьшение аэродинамического сопротивления при условии обеспечения требуемой эффективности очистки.

4.3. Классификация пылеотделителей

В вентиляционной технике применяют механические, электрические, химические и комбинированные способы очистки воздуха от пыли. В основу классификации пылеотделителей положены вышеуказанные способы очистки воздуха. Пылеотделители, использующие механический способ отделения пыли, подразделяются на гравитационные и центробежные. В настоящее время на предприятиях системы хлебопродуктов находят широкое применение пылеотделители, использующие механические сухие способы очистки.

Гравитационные пылеотделители. К ним относят осадочные камеры и пылесборники. Они применяются для грубой предварительной очистки воздуха от крупной пыли. Коэффициент очистки осадочных камер не превышает 0,5 ... 0,6. Основным условием расчета осадочных камер является время осаждения частиц пыли, которое должно быть меньше или равно времени пребывания в камере. С увеличением дисперсности частиц данное время увеличивается. Поэтому для тонкодисперсных частиц применение осадочных камер неэффективно. При небольших скоростях потока воздуха (2÷2,5 м/с) крупная пыль осаждается в пылесборниках. Осевшую пыль из пылесборника выводят шнеком в самотечную трубу с шиловым затвором. Пылесборники позволяют отказаться от большого количества тройников, упростить расчет сети и разгрузить пылеотделитель. Основные габаритные размеры осадочных камер и пылесборников находят по расходу воздуха L и скорости движения воздуха в них $v=2\ldots 2,5$ м/с.

Центробежные пылеотделители – циклоны. Ввиду простоты их конструкции, эксплуатационной надежности и экономичности нашли широкое применение для сухой

очистки воздуха. Коэффициент очистки обычных циклонов находится в пределах 90 ... 98 %, а улучшенных конструкций на отдельных видах пыли - до 99 %. Отделение пыли в циклонах происходит под действием центробежной силы $F_{ц}$, а эффективность пылеотделения пропорциональна величине центробежной силы, действующей на частицу пыли в потоке запыленного воздуха, т.е.

$$F_{ц} = m \cdot \omega^2 \cdot r, \quad (4.2.6)$$

где m - масса частицы, кг;

ω -угловая скорость, рад/с;

r - радиус вращения частицы, м.

Из формулы 4.2.6 следует, что при данной массе частицы эффективность очистки зависит от скорости движения воздуха и радиуса циклона. Увеличение скорости выше 20 м/с отрицательно влияет на эффективность работы, так как за счет вихревых движений выносятся частицы через выхлопную трубу в атмосферу.

Схема движения пыли и воздуха в циклоне дана на рисунке 4.3.1.

Вводимый в циклон запыленный воздух после входного патрубка 1 приобретает вращательное движение относительно вертикальной оси циклона между концентрично расположенными выхлопной трубой 2 и наружным цилиндром 3. Частицы пыли (сплошная линия) под действием центробежной силы отбрасываются по радиусу к внутренней стенке цилиндра 3 и конуса 4. Внутренний (восходящий) поток воздуха, подхватывая некоторые отделившиеся частицы пыли, выводится из циклона через выхлопную трубу 2. Присос воздуха через выхлопную трубу вызывается главным образом вращением потока и наличием центральной части и оси конуса циклона области разрежения. Для герметизации выпуска материала

из конической части циклона предусматривается шлюзовый затвор 5. В циклонах для исключения уноса частиц пыли вторичными вихрями устанавливают противоприсосные вставки 6 в конической части корпуса.

Применяемые на предприятиях системы хлебопродуктов циклоны отличаются способом ввода воздуха, направлением вращения воздушного потока, числом корпусов, их формой и высотой. Снижение степени очистки ряд авторов / 2, 3, 4, 26 / объясняют образованием парного вихря на входе воздушного потока в циклон и вторичных вихрей в конической части корпуса. Интенсивность парного вихря в значительной степени зави-

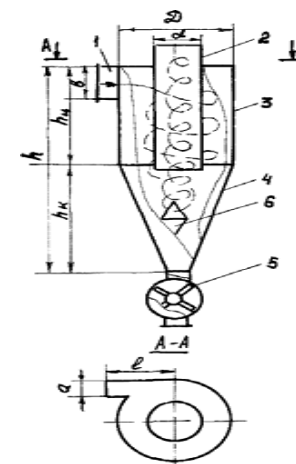


Рис. 4.3.1. Схема циклона

сит от формы входной улитки. На рис.4.3.2. даны формы входных улиток циклонов: а -для циклонов ЦОЛ, БЦ и ОТИ тангенциально винтовые; б- для циклона УЦ, спирально плоская; в – для модернизированных циклонов ЦОМ-1 и БЦМ-400 спирально-винтовые. По рассмотренным данным /2,6/ спирально-винтовые циклоны при скорости входа

воздушного потока в циклон $v_{вх}=15$ м/с имеют коэффициент очистки 99,44 %, сопротивления 825 Па.

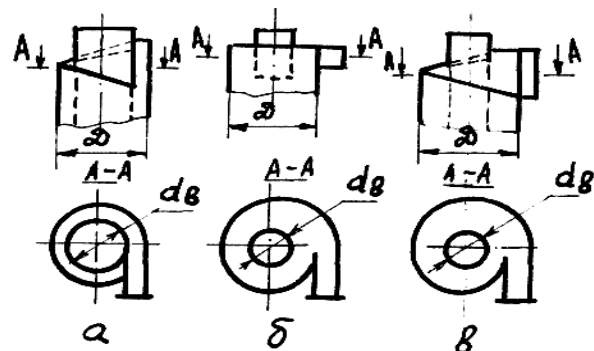


Рис. 4.3.2. Формы входных улиток циклонов

На предприятиях системы хлебопродуктов распространены циклоны ЦОЛ - конструкции ЛИОТ, БЦ - конструкции ВНИИЗ-НИИОгаз, ОТИ и УЦ. Проектная нормаль вышеуказанных циклонов дана на рисунке 4.3.3, а основные конструктивные размеры - в таблицах 4.3.1, 4.3.2, 4.3.3., 4.3.4, 4.3.5, 4.3.6.

Таблица 4.3.1

Зависимость параметров циклона от его диаметра

Циклон	Размеры входного патрубка, м		Оптимальная входная скорость $v_{вх}$, м/с	Коэффициент сопротивления ξ	Коэффициент очистки $\eta_{ц}$, %	Зависимость диаметра D в мм от расхода $L_{п}$
	а	в				
ЦОЛ	$0,21D$	$0,36D$	18	4,0	До 95	$D=14,4\sqrt{L_{п}}$
БЦ	$0,2D$	$0,58D$	15– 18	5,0	До 97... 98	$D=13\sqrt{L_{п}}$
ОТИ	$0,225D$	$0,45D$	10– 14	$12D^*$	До 97 ... 98	$D=13,8\sqrt{L_{п}}$
УЦ-38*	$0,25D$	$0,25D$	10-12	$20D^{**}$	До 99 и более	$D=19,5\sqrt{L_{п}}$

* - Улучшенный циклон. ** - Размеры диаметра приняты в метрах.

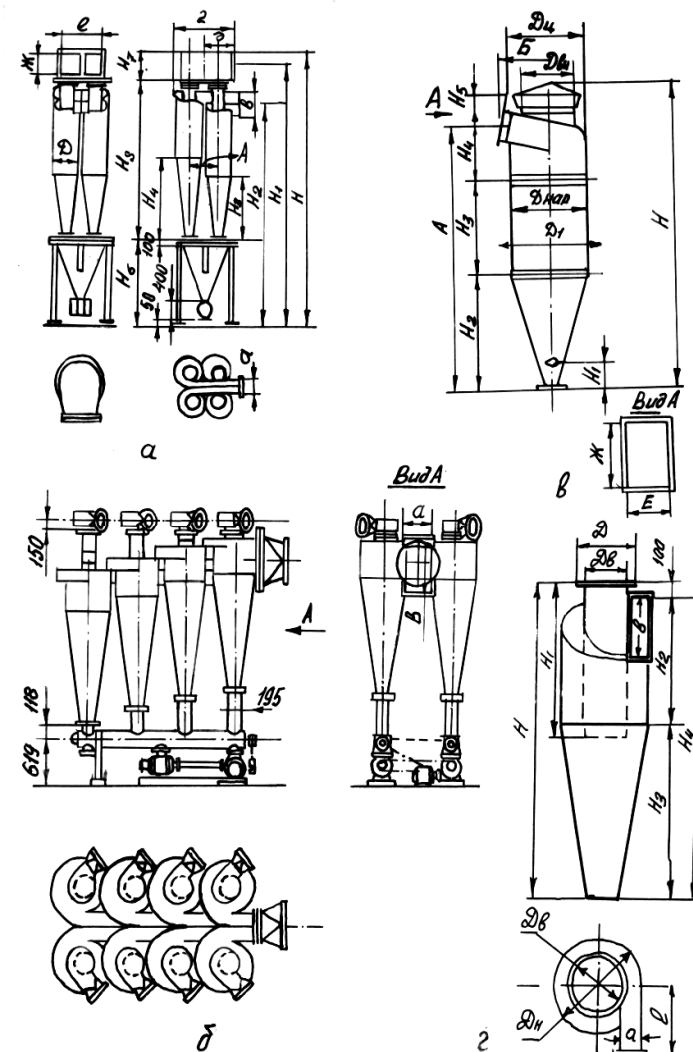


Рис.4.3.3. Проектная нормаль циклонов:

а - батарейный циклон типа 4 БЦШ;

б - батарейный циклон типа УЦ с двурядным расположением;

в -циклон ЦОЛ конструкции ЛИОТ; г -циклон ОТИ.

Таблица 4.3.2

Показатели циклонов ЦОЛ (ЛИОТ)

Номер циклона	Производительность циклона L , м ³ /ч	Размеры, мм													Вес, кг
		H	H ₁	H ₂	H ₃	H ₄	H ₅	D _к	E	Ж	Б	D _б	D _н		
ЦОЛ-1	1000	1948	200	650	450	250	80	554	93	163	225	261	453	68	
ЦОЛ-1,5	1500	2153	200	650	665	320	80	686	115	200	325	325	562	78	
ЦОЛ-3	3000	2994	250	950	860	525	90	960	162	283	410	458	789	156	
ЦОЛ-4,5	4500	3623	250	1180	1000	703	95	1180	199	348	503	565	972	198	
ЦОЛ-6	6000	4174	300	1360	1286	735	95	1340	229	400	575	640	1107	322	
ЦОЛ-7,5	7500	4521	300	1420	1505	725	95	1550	262	448	650	720	1245	412	
ЦОЛ-9	9000	4987	300	1630	1660	750	95	1670	281	492	715	798	1370	518	
ЦОЛ-10	10000	6136	300	1640	1728	790	95	1790	303	518	770	836	1140	578	
ЦОЛ-12	12000	5833	300	2120	1896	830	95	1930	325	568	825	920	1508	695	
ЦОЛ-15	15000	6566	300	2340	2202	911	95	2160	369	635	923	1030	1778	887	
ЦОЛ-18	18000	7032	300	2420	2422	1000	100	2360	398	697	1005	1180	1986	1050	

Примечание: размеры основных параметров циклонов ЦОЛ (ЛИОТ) на другую производительность можно определить по следующим зависимостям: $D_n = 14,4 \sqrt{L}$, мм, где L – в м³/ч; $D_n = 0,58 D_k$; $E = 0,21 D_k$; $Ж = 0,36 D_k$; $H_2 = 1,14 D_k$; $H_3 + H_4 = 1,76 D_k$; $D_n = 1,24 D_k$.
Остальные размеры принимают из таблицы.

Таблица 4.3.3.

Батарейный циклон типа 4 БЦШ

Типо-размер 4 БЦШ	L , м ³ /ч	Размеры										Масса, кг			
		D _н	H	H ₁	H ₂	H ₃	H ₄	H ₅	в	а	H ₇	д	г	е	Ж
- 200	1060...1190	200	2235	2150	1880	405	525	1040	292	142	176	365	450	326	116
- 225	1350...1520	225	2355	2270	1935	455	590	1160	322	152					252
- 250	1670...1880	250	2615	2510	2140	505	655	1280	352	162	216	400	500	386	156
- 275	2030...2280	275	2735	2630	2245	555	720	1400	382	172					290
- 300	2420...2720	300	2960	2885	2420	605	785	1520	412	182	251	475	480	446	196
- 350	3220...3630	350	3195	3070	2680	705	910	1755	462	202					418
- 400	4240...4770	400	3815	3640	3110	805	1040	1995	522	232	361	575	480	616	296
- 450	5390...6060	450	4055	3880	3320	905	1170	2235	582	242					548
- 500	6680...7520	500	4485	4285	3670	1005	1300	2475	642	262	411	675	600	666	346
- 550	8100...9120	550	4725	4525	3880	1105	1430	2715	702	282					685

Таблица 4.3.4.

Циклон ОТИ

Номер циклона	L , м ³ /ч	Размеры										ξ _н		
		H	D _н	D _б	H ₁	H ₂	H ₃	H ₄	H ₅	а	в	е	е	ξ _н
5	300	845	240	130	600	145	745	169	55	55	110	140		2,9
10	600	1155	340	190	850	205	1055	239	75	75	155	190		4,1
15	900	1390	415	230	1040	250	1290	291	90	90	190	230		5,0
20	1200	1590	480	270	1200	290	1490	338	105	105	220	260		5,9
25	1500	1770	535	295	1350	320	1670	373	120	120	250	290		6,6
30	1800	2000	585	320	1450	350	1800	408	150	150	275	315		7,2

Таблица 4.3.5

Техническая характеристика батарейной установки циклонов УЦ с однорядным расположением

Марка	Производительность $L, \text{м}^3/\text{ч}$	Размеры, мм	
		а	в
2УЦ – 450	900 1270	116	233
3УЦ – 450	1350 1950	116	349
3УЦ – 500	1680 2355	129	387
4УЦ – 500	2240 3140	129	516
3УЦ – 550	2040 2850	141	424
4УЦ – 550	2720 3800	141	566
3УЦ – 600	2430 3350	154	462
4УЦ – 600	3240 4520	154	616
4УЦ – 650	3800 5320	166	666

Таблица 4.3.6

Техническая характеристика батарейной установки циклонов УЦ с двурядным расположением.

Марка	Производительность $L, \text{м}^3/\text{ч}$	Размеры, мм		
		Д	а	в
2х2УЦ – 430	1800 2540	450	233	233
2х3УЦ – 450	2700 3810	450	233	349
2х2УЦ – 500	2240 3140	500	258	258
2х3УЦ – 500	3360 4710	500	258	387
2х4УЦ – 500	4480 6280	500	258	516
2х3УЦ – 550	4080 5700	550	283	424
2х4УЦ – 550	5440 7600	550	283	566
2х3УЦ – 600	4960 6780	600	308	462
2х4УЦ – 600	6480 9040	600	308	616

Продолжение таблица 4.3.6

2х3УЦ – 650	5700 7980	650	333	499
2х4УЦ – 650	7600 10640	650	333	566
2х4УЦ – 700	8800 1240	700	358	716

Примечание. Батарейную установку циклонов типа УЦ выпускают с размещением циклонов в один и два ряда, выхлоп воздуха может быть через улитки или сборные коллекторы. Батарейные однорядные установки могут быть изготовлены правые или левые по входу воздуха.

Из таблицы 4.3.1 видно, что циклон типа УЦ имеет коэффициент очистки $\eta_0 = 0,98$ и выше, поэтому данный циклон может быть использован для очистки мучной пыли. Другие типы циклонов нашли применение на элеваторах и зерноочистительных отделениях мельниц. При использовании их для очистки мучной пыли необходимо предусмотреть двойную очистку.

Инерционные пылеотделители и отделители. В этих установках отделяются крупные частицы пыли (битые щуплые зерна, оболочки) под действием сил инерции, возникающих при резком изменении направления движения запыленного воздуха. К ним относятся инерционный жалюзийный пылеотделитель (с эффективностью работы 97,8 % и аэродинамическим сопротивлением 860 Па при входной скорости воздушного потока $V_{\text{вх}} = 17 \dots 19 \text{ м/с}$) и эжекторный пылеконцентратор (с эффективностью работы 98,7 % и аэродинамическим сопротивлением 460 Па при входной скорости воздушного потока $V_{\text{вх}} = 11 \dots 13 \text{ м/с}$).

Отделители применяются для улавливания крупных отходов пылевывделений. Они устанавливаются на поворотах воздухопроводов. Принцип работы отделителя следующий.

Крупные примеси на повороте воздухопровода под действием сил инерции продолжают прямолинейное движение и попадают в бункер-отделитель, а пылевоздушная смесь, изменяя свое направление по повороту, попадает в пылеотделитель. Промышленностью выпускаются следующие типы пылеуловителей А1-БПШ и А1-БПУ.

Матерчатые рукавные фильтры. Они применяются для очистки воздуха от тонкодисперсной пыли, так как в них достигается максимальная эффективность очистки воздуха – 99 % и более. В зависимости от дисперсности пыли применяют различные фильтровальные ткани определенной плотности. На предприятиях системы заготовок применяют всасывающие рукавные фильтры для очистки воздуха в аспирационных (Г4-1БФМ) и пневмотранспортных (Г4-2БФМ) установках. Фильтры Г4-1БФМ выпускают четырех типоразмеров: двухсекционные с площадью фильтрующей поверхности 30 м^2 , трехсекционные – 45 м^2 , четырехсекционные – 60 м^2 и шестисекционные – 90 м^2 . Фильтры Г4-2БФМ выпускают двух типоразмеров: четырех- и шестисекционные. Привод механизма встряхивания и обратной продувки осуществляется от электродвигателей ($N_{\text{дв}} = 0,55 \text{ кВт}$, $n = 1370 \text{ об/мин}$ для Г4-1БФМ, $N_{\text{дв}} = 0,75 \text{ кВт}$, $n = 1370 \text{ об/мин}$ для Г4-2БФМ) через редуктор.

На рис. 4.3.4 показан всасывающий рукавный фильтр со схемой подвода и отвода воздухопроводов.

Во всасывающем фильтре последовательно чередуются очистка воздуха и очистка ткани. Ткань рукавов от пыли очищают встряхиванием рукавов и обратной продувкой ткани атмосферным воздухом.

Объем воздуха для обратной продувки ткани составляет примерно 10 ...15 % объема очищенного воздуха. Воздух,

подлежащий очистке, поступает по воздухопроводам в сборник пыли 1, обогнув при этом свободно висящий поворотный клапан 2 воздухопровода, затем проходит в открытый снизу рукав 3 и, пройдя через поры фильтрующей ткани, поступает в клапанную коробку 4, которая подсоединена к коллектору сбора отработанного воздуха 5, далее отсасывается вентилятором и выбрасывается в атмосферу.

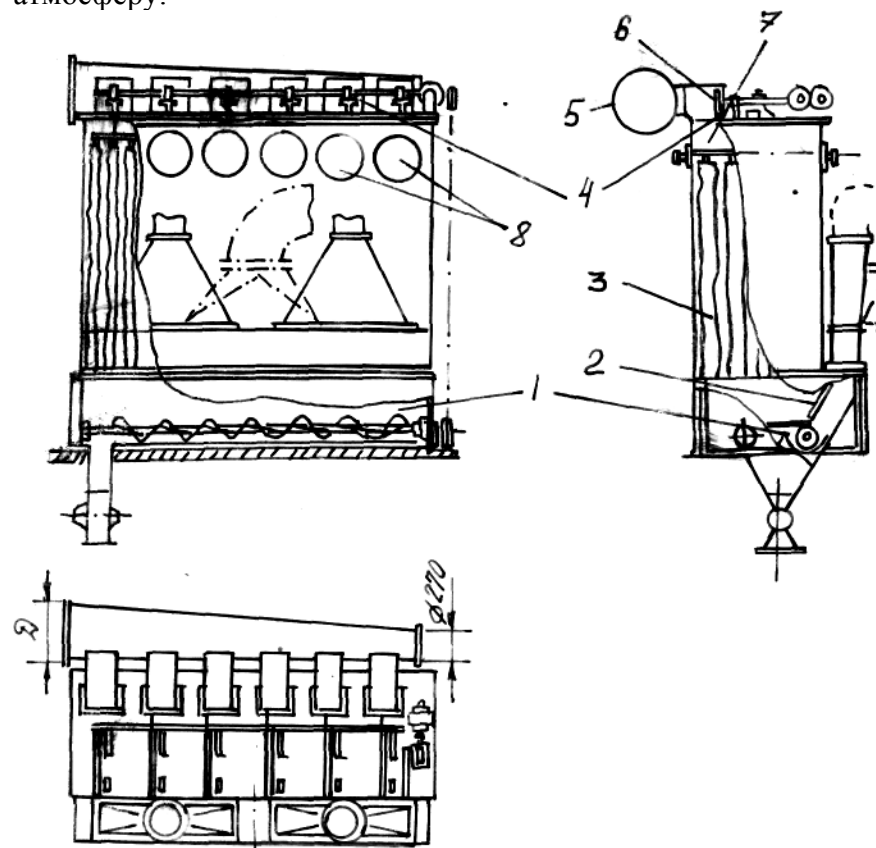


Рис.4.3.4. Всасывающий рукавный фильтр

Очистку ткани от пыли осуществляют следующим образом. Клапан 6 переводим автоматически в положение продува в обратную сторону. При этом наружный воздух под действием вакуума поступает в шкаф 7 и пронизывает рукава 3, обеспечивая лучшую очистку от пыли. Одновременно начинается встряхивание матерчатых рукавов одной секции и очистка их от пыли. В этот момент перекрывают подачу запыленного воздуха в рукава данной секции. Период встряхивания секции составляет 3...4 мин., а продолжительность встряхивания 12 ... 15 с. Аэродинамическое сопротивление фильтра составляет около 735 Па. Для удобства обслуживания предусмотрены в каждой секции смотровые люки 8.

Техническая характеристика всасывающих фильтров типа Г4-БФМ дана в таблице 4.3.7.

Таблица 4.3.7

Техническая характеристика
всасывающих фильтров типа Г4 – БФМ

Марка	Площадь фильтрующей поверхности, м ²	Число секций	Число рукавов	Нагрузка на фильтрующую ткань, м ³ /мин·м ²	Мощность электродвигателя, кВт	Габариты, мм		
						длина	ширина	высота
Г4-1БФМ-30	30	2	36	2,2	1,1	1435	1580	4326
Г4-1БФМ-45	45	3	54	2,2	1,1	1970	1580	4326
Г4-1БФМ-60	60	4	72	2,2	1,1	2490	1580	4326
Г4-1БФМ-90	90	6	108	2,2	1,4	3525	1580	4370
Г4-2БФМ-60	60	4	72	2,2	1,4	2470	1580	4370
Г4-2БФМ-90	90	6	108	2,2	1,4	3500	1580	4370

В связи с тем, что степень надежности работ встряхивающих механизмов фильтров недостаточно высока, была проведена работа по переводу рукавных фильтров на режимы регенерации ткани рукавов обратной продувкой без их встряхивания /4,9/. Опыт эксплуатации фильтров, переведенных на режим регенерации ткани обратной продувки, показал высокую надежность и эффективность их применения в аспирационных сетях размольных отделений, а фильтров из лавсановой ткани - в аспирационных сетях зерноочистительных отделений /17, 18/. При переводе фильтров на режим регенерации ткани рукавов обратной продувкой рекомендуется разрежение в желобе фильтра не менее, чем

$$H_{\text{ж}} = 363 + 155 \cdot q_{\text{ф}}, \text{ Па.} \quad (4.3.2)$$

Техническая характеристика всасывающих фильтров типа А1-БФЭ и А1-БФП с импульсной продувкой фильтровальных рукавов сжатым воздухом приведена в работах С.А.Веселова, А.Б.Демского и других авторов.

На элеваторах и мукомольных заводах на комплектном высокопроизводительном оборудовании для очистки воздуха в аспирационных и пневмотранспортных установках широкое применение нашли фильтры циклоны типа РЦИ (см.рисунок 4.3.5 и таблицу 4.3.8).

В цилиндрический корпус 1 фильтра с тангенциально расположенным входным патрубком 7, 6 поступает запыленный воздух. Пройдя через ткань рукавов во внутрь, очищенный от пыли воздух выходит из рукавов в осевом направлении через трубы Вентури 3 в камеру очищенного воздуха 4 и далее отсасывается из фильтра через выходной патрубок 5. Для очистки (продувки и встряхивания) рукавов от осевшей на их наружной поверхности пыли в рукава периодически кратковременно подается поток сжатого воздуха. Пыль, выделенная из загрязненного воздуха,

собирается в коническом днище 2 и шлюзовым затвором 8 выводится из фильтра.

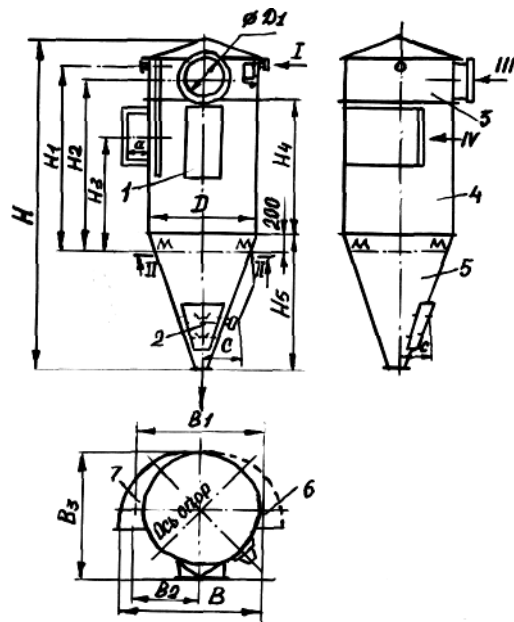


Рис.4.3.5. Фильтр-циклон типа РЦИ

Регенерация ткани в фильтрах типа РЦИ происходит автоматически импульсной продувкой сжатым воздухом одного или двух рукавов одновременно, продолжительность импульсов - 0,1 ... 2,0 с (оптимально 0,5 с), интервал между импульсами - 1 ... 25 с (оптимально 10 с). Давление сжатого воздуха - 45 ... 60 кПа. Сжатый воздух вырабатывается двухроторным ротационным компрессором типа ЗАФ, который обслуживает несколько фильтров. Расход сжатого воздуха на продувку одного рукава

составляет $0,7 \text{ м}^3 / \text{ч}$ в пересчете на стандартную плотность воздуха.

К недостаткам всасывающих фильтров можно отнести громоздкость, повышенную пожаро- и взрывоопасность, увеличение сопротивления при засорении ткани пылью. Для улучшения технико-экономической эффективности необходимо непрерывное удаление пыли с поверхности ткани и улучшение её фильтрующей способности.

4.4. Рекомендации по выбору, монтажу и эксплуатации пылеотделителей

Выбор пылеотделителей производят по суммарному количеству воздуха ($\text{м}^3/\text{ч}$), поступающего в пылеотделитель из вентиляционной сети с учетом подсоса воздуха в воздухопроводах

$$L_n = \sum_{i=1}^n L_i \cdot (1 + K_{\text{под}}), \quad (4.4.1)$$

где $k_{\text{под}}$ - коэффициент подсоса воздуха в воздухопроводах, равен 0,05;

L_i - количество воздуха, отсасываемого из каждой машины, включенной в сеть. Его определяют в соответствии с нормами расхода воздуха на обеспыливание машин и механизмов.

Основной характеристикой работы пылеотделителя в сети являются потери давления в них. Они определяются после подбора пылеотделителя по их расходным характеристикам, коэффициенту очистки и габаритным размерам.

При определении потерь давления в циклоне вначале рассчитываем входную скорость воздуха:

$$V_{\text{вх}} = \frac{L_{\text{п}}}{F_{\text{вх}}}, \text{ м/с}, \quad (4.4.2)$$

где $F_{\text{вх}}$ - площадь входного отверстия циклона, м^2 , а затем сопротивление циклона по формуле:

$$H_{\text{ц}} = \xi_{\text{ц}} \cdot \frac{\rho \cdot V_{\text{вх}}^2}{2}, \text{ Па}, \quad (4.4.3)$$

где $\xi_{\text{ц}}$ - коэффициент сопротивления циклона, зависит от типа циклона;

ρ - плотность воздуха, кг/м^3 .

Входную скорость воздуха для батарейных циклонов 4БЦШ, ВНИИЗ - НИИГАЗ принимают в пределах 16 ... 18 м/с., а типа УЦ в пределах 10 ... 12 м/с. Коэффициент сопротивлений циклонов ЦОЛ (ЛИОТ) принимают в среднем 2,5; циклонов ВНИИЗ - НИИГАЗ - 6,0, батарейных циклонов 4БЦШ - 5,0. Для батарейных циклонов ОТИ и УЦ коэффициент сопротивления зависит от диаметров (см. таблицу 4.3.1) и соответственно определяется для ОТИ - $12D_{\text{ц}}$ и УЦ - $20 \cdot D_{\text{ц}}$, где $D_{\text{ц}}$ - диаметр одного циклона, м.

В вентиляционных установках для отделения продуктов помола от воздуха широко применяют всасывающие матерчатые фильтры.

Выбор фильтра производят после определения необходимой фильтрующей поверхности по формуле:

$$F_{\phi} = \frac{L_n}{q}, \quad (4.4.4)$$

где q - удельная нагрузка на ткань фильтра, допускается от 90 до $120 \text{ м}^3 / (\text{м}^2 \cdot \text{ч})$.

По найденной фильтрующей поверхности выбирают ближайший фильтр по таблице 4.3.7. Техническая характеристика фильтров типа ФВ дана в монографиях С.А.Веселова, К.Ш.Володина и других исследователей.

Таблица 4.3.2

Показатели циклонов ЦОЛ (ЛИОТ)

Номер циклона	Производительность циклона L , $\text{м}^3/\text{ч}$	Размеры, мм												Вес, кг
		П	Н ₁	Н ₂	Н ₃	Н ₄	Н ₅	Д _к	Е	Ж	Б	Д _б	Д _н	
ЦОЛ-1	1000	1948	200	650	450	250	80	554	93	163	225	261	453	68
ЦОЛ-1,5	1500	2153	200	650	665	320	80	686	115	200	325	325	562	78
ЦОЛ-3	3000	2994	250	950	860	525	90	960	162	283	410	458	789	156
ЦОЛ-4,5	4500	3623	250	1180	1000	703	95	1180	199	348	503	565	972	198
ЦОЛ-6	6000	4174	300	1360	1286	735	95	1340	229	400	575	640	1107	322
ЦОЛ-7,5	7500	4521	300	1420	1505	725	95	1550	262	448	650	720	1245	412
ЦОЛ-9	9000	4987	300	1630	1660	750	95	1670	281	492	715	798	1370	518
ЦОЛ-10	10000	6136	300	1640	1728	790	95	1790	303	518	770	836	1140	578
ЦОЛ-12	12000	5833	300	2120	1896	830	95	1930	325	568	825	920	1508	695
ЦОЛ-15	15000	6566	300	2340	2202	911	95	2160	369	635	923	1030	1778	887
ЦОЛ-18	18000	7032	300	2420	2422	1000	100	2360	398	697	1005	1180	1986	1050

Примечание: размеры основных параметров циклонов ЦОЛ (ЛИОТ) на другую производительность можно определить по следующим зависимостям: $D_{\text{н}} = 14,4 \sqrt{L}$, мм, где L - в $\text{м}^3/\text{ч}$; $D_{\text{к}} = 0,58 D_{\text{н}}$; $E = 0,21 D_{\text{н}}$; $Ж = 0,36 D_{\text{н}}$; $Н_2 = 1,14 D_{\text{н}}$; $Н_3 + Н_4 = 1,76 D_{\text{н}}$; $D_{\text{б}} = 1,24 D_{\text{н}}$.
Остальные размеры принимают из таблицы.

Потери давления в фильтре определяют исходя из фактического напряжения ткани:

$$q_{\phi} = \frac{L_n}{F'_{\phi}}, \quad (4.4.5)$$

где F'_{ϕ} - фильтровальная поверхность ткани выбранного фильтра;

L_n - количество воздуха, проходящего через фильтр по графикам, разработанным ЦНИИ промзернопроекта (рис.4.4.1) или по формуле $H_{\phi}=40 \cdot q_{\phi}$. Сопротивление коллекторов в фильтре составляет: всасывающего - $H_{\text{кв}}=0,05 \cdot H_{\phi}$, отводящего - $H_{\text{ко}} = 0,3 \cdot H_{\phi}$.

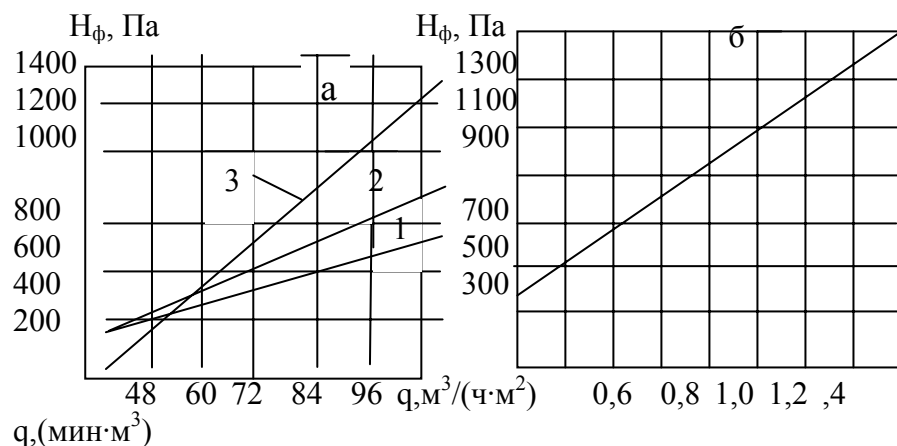


Рис.4.4.1.Графики для определения сопротивления всасывающих фильтров:

а - Г4-БФМ: 1-в размольном отделении; 2 - зерноочистительном отделений; 3 - на элеваторе; б - Г4-2БФМ.

Выбор типа пылеотделителя, как было сказано выше, обуславливается дисперсностью пыли. Так как на элеваторах, зерноочистительных отделениях мельницы и комбикормовых заводах дисперсность пыли меньше, чем в других цехах предприятия системы хлебопродуктов, рекомендуют применять циклоны. Широкое применение циклонов вызвано тем, что они имеют малые габаритные размеры, несложны в монтаже и эксплуатации, долговечны и более экономичны по сравнению с матерчатыми фильтрами.

Циклоны ЦОЛ конструкции ЛИОТ и 4БЦШ применяют на элеваторах для обеспыливания воздуха после ворохоочистителей сепараторов, сушилок, а на мукомольных заводах - после кондиционеров. В размольных, мукомольных и шелушильных отделениях крупных заводов устанавливают батарейные циклоны УЦ.

Эффект очистки циклонов возрастает с уменьшением диаметра. Для некоторых циклонов (УЦ-38 и УЦ-45) с уменьшением диаметра уменьшается также и сопротивление. Поэтому нежелательно применение циклонов больших диаметров; вместе с тем следует иметь в виду, что чем меньше диаметр циклона, тем меньше количество воздуха может быть пропущено через циклон при данном сопротивлении. Следовательно, циклон нужно выбирать по количеству воздуха, подлежащего очистке. При установке циклонов снаружи зданий на выхлопной трубе ставят зонтик, а в помещениях на выходе вместо отвода устанавливают улитки.

Из правил /21/ следует, что доступ к люкам циклонов должен быть свободным и безопасным. Для обслуживания циклонов и разгрузителей, установленных на высоте, должны быть устроены специальные площадки с перилами высотой не менее 1 м, со сплошной обшивкой по низу

высотой не менее 200 мм. Для выхода на площадку должна иметься лестница с перилами.

5. ВЕНТИЛЯТОРЫ

5.1. Общее устройство и классификация

Вентиляторами называют воздуходувные машины для перемещения воздуха и других газов. По принципу действия и конструктивным особенностям различают вентиляторы радиальные (центробежные), осевые и поперечно-поточные (диаметральные). (рисунок 5.1.1).

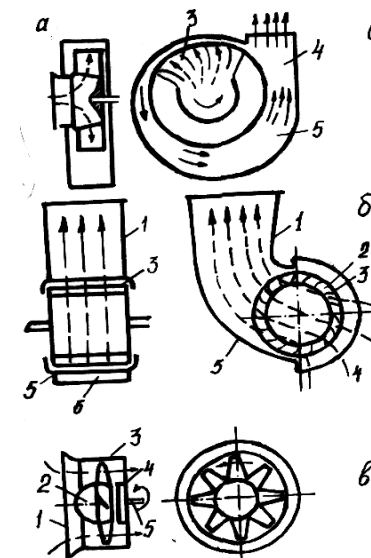


Рис. 5.1.1. Схемы вентиляторов: а – радиальные;
б – диаметральные; в – осевые.

Основным рабочим органом вентилятора является вращающееся колесо с лопастями, помещенное в кожухе (корпусе). Вентиляторы вентиляционных установок подразделяют по развиваемому давлению на три группы: низкого давления - до 1000 Па, среднего - до 3000 Па и высокого давления - до 12000 Па. Для создания

высокого давления (разряжения) используют воздуходувные машины (компрессоры, турбонасосы, вакуумные насосы). Следует отметить, что эта классификация условна, так как развиваемое вентилятором давление зависит от окружной скорости рабочего колеса.

В этой связи вентиляторы классифицируют по быстроходности или удельному числу оборотов n_y . Под быстроходностью понимают соотношение:

$$n_y = 5,3 \frac{L_b^{0,5} \cdot n}{H_b^{0,75}}, \quad (5.1.1)$$

где L_b - расход воздуха, m^3/c ;

H_b - давление вентилятора, Па;

n - частота вращения, об/мин.,

которое связывает между собой оптимальную производительность L_b , полное давление H_b , соответствующее оптимальному режиму - наибольшему КПД вентилятора η_{max} , и число оборотов колеса n . По быстроходности радиальные вентиляторы делятся на следующие типы: малой быстроходности (высокого давления) - $n_y < 0,42$, средней быстроходности (среднего давления) - $n_y = 0,42 \dots 0,83$, большой быстроходности (низкого давления) - $n_y > 0,83$.

Принцип действия вентиляторов следующий. В радиальном вентиляторе (рис.5.1.1, а) воздух, двигаясь в осевом направлении через коллектор 1, поступает во вращающееся колесо 2, снабженное лопастями 3, изменяет направление своего движения к периферии колеса, закручивается в направлении вращения, поступает в спиральный кожух 5 и затем через выходное отверстие 4 выходит из вентилятора в нагнетательную сеть. В диаметральной вентиляторе (рис.5.1.1, б) воздух засасывается через входное окно 4 из пространства

всасывания, проходит через решетку колеса 2 и выбрасывается через выходной канал 1. Колесо вентилятора, закрытое с торцов, имеет криволинейные загнутые вперед лопасти 3. Диаметральный вентилятор по сравнению с радиальным имеет более высокую производительность L_b и более высокий полный напор $H_b / 24$ ввиду того, что воздух проходит дважды через рабочее колесо. Осевые вентиляторы (рис.5.1.1, в) представляют собой цилиндрическую трубу 6, снабженную со стороны входа коллектором 1. В трубе вдоль её оси расположен вал 5, на которое посажено рабочее колесо, состоящее из втулки 4 с лопастями 3. Осевые вентиляторы выполняются одно-, двух- и многоступенчатыми.

Работа вентилятора при определенном числе оборотов лопастного колеса характеризуется производительностью L_b , создаваемым им полным давлением или напором H_b в нагнетательной или разряжением во всасывающей сети, потребной мощностью N на его привод и к.п.д. Создаваемое вентилятором давление H_b расходуется на преодоление сопротивлений в сети и на сообщение определенной скорости воздуха на выходе. Коэффициент полезного действия вентилятора определяется по характеристике вентилятора.

Характеристикой вентилятора называют зависимость между основными его параметрами: расходом L_b , давлением H_b , частотой вращения n_b и КПД η_b . Аэродинамические характеристики вентиляторов строят в безразмерных координатах. Наибольшее применение имеют индивидуальные графические характеристики. По этой характеристике по оси абсцисс откладывают расход воздуха L_b , а по оси ординат - давление вентилятора H_b . Кривые КПД расходятся в виде лучей, а концентрические кривые показывают частоту вращения колеса вентилятора.

Наибольшее применение в промышленных установках находят радиальные вентиляторы. По направлению вращения рабочего колеса радиальные вентиляторы подразделяются на правые с вращением по часовой стрелке, если смотреть со стороны привода, и левые с вращением против часовой стрелки. По расположению выходного отверстия спирального кожуха вентиляторы выпускают четырех основных положений: выход вверх (В), вправо (П), влево (Л) и вниз (Н). Кроме того, по расположению выходного отверстия к основной оси различают: вверх-вправо (ВП); вверх-влево (ВЛ); вниз-вправо (НП) и вниз-влево (НЛ). По размерам вентиляторы характеризуются номером, который обычно обозначает диаметр рабочего колеса в дециметрах. По виду привода рабочего колеса вентиляторы выпускают семи исполнений.

В вентиляторах первого исполнения рабочее колесо закреплено на валу электродвигателя. К ним относятся вентиляторы марки Ц4-70. Во всех остальных исполнениях рабочее колесо крепится на свой вал с двумя подшипниками. Преимущества первого исполнения состоят в компактности, т.е. в минимальных габаритных размерах и минимальной металлоемкости, а также в безопасности обслуживания. Недостатком является невозможность изменения частоты вращения рабочего колеса. Кроме того затруднен ремонт привода вентилятора. В этой связи широкое применение нашли вентиляторы второго и третьего исполнений с приводом от электродвигателя посредством клиноременной передачи.

По назначению вентиляторы выпускают общего назначения, применяемые для работы на чистом воздухе, и специального назначения, например, пылевые для работы на запыленном воздухе и т.д. Температура перемещаемого через вентиляторы воздуха не должна превышать 180°C.

Содержание липких веществ и других твердых примесей не должно быть более 150 мг/м³. Максимально допустимая окружная скорость рабочего колеса составляет 60 м/с.

5.2. Рекомендации по выбору, монтажу и эксплуатации вентиляторов

При проектировании и эксплуатации вентиляторов учитывают следующие законы пропорциональности: расход воздуха, перемещаемого вентилятором, прямо пропорционален частоте вращения рабочего колеса:

$$\frac{L_1}{L_2} = \frac{n_1}{n_2}, \quad (5.2.1)$$

где L_1 и L_2 -соответственно расход воздуха при частоте вращения n_1 и n_2

Давление, развиваемое вентилятором, прямо пропорционально частоте вращения рабочего колеса в квадрате:

$$\frac{H_{e1}}{H_{e2}} = \frac{n_1^2}{n_2^2}, \quad (5.2.2)$$

где H_{e1} , H_{e2} - соответственно давление вентилятора при частоте вращения n_1 и n_2 .

Мощность привода вентилятора прямо пропорциональна частоте вращения рабочего колеса в кубе:

$$\frac{H_{e1}}{H_{e2}} = \frac{n_1^3}{n_2^3}, \quad (5.2.3)$$

где N_{e1} и N_{e2} - соответственно мощность привода вентилятора при частоте вращения n_1 и n_2 .

Мощность на валу вентилятора N_v (кВт) определяют по формуле:

$$N_{\epsilon} = \frac{L_{\epsilon} \cdot H_{\epsilon}}{1000 \cdot \eta_{\epsilon}}, \quad (5.2.4)$$

где η_{ϵ} - КПД вентилятора, принимают по характеристике (прил.3).

Мощность электродвигателя N_{ϵ} (кВт) для привода вентилятора будет

$$N_{\epsilon} = K \cdot \frac{N_{\epsilon}}{\eta_1 \cdot \eta_{\epsilon}}, \quad (5.2.5)$$

где η_1 - КПД подшипников вентилятора; $\eta_1 = 0,97$;

η_2 - КПД передачи; для клиноременной передачи; - $\eta_2 = 0,96 \dots 0,98$; для плоскоременной - $\eta_2 = 0,85 \dots 0,9$;

K - коэффициент запаса, принимают при мощности до 0,5 кВт, $K = 1,5$; от 0,5 до 1 кВт, $K = 1,3$; от 1 до 2 кВт, $K = 1,2$; от 2 до 5, $K = 1,15$; свыше 5 кВт, $K = 1,1$; для осевых вентиляторов $K = 1,1$ не зависимо от мощности.

На производстве часто приходится использовать вентиляторы в паре. В этой связи для увеличения расхода воздуха применяют параллельное соединение двух вентиляторов, а для увеличения давления - последовательное соединение вентиляторов. В первом случае расходы воздуха L_1 , первого и второго вентиляторов суммируются $L_1 + L_2 = L_{\text{общ}}$, а их давления остаются одинаковыми $H_{\text{в1}} = H_{\text{в2}} = H_{\text{общ}}$. Во втором случае, наоборот, расходы воздуха первого и L_2 второго вентиляторов остаются одинаковыми $L_1 = L_2 = L_{\text{общ}}$, а их давления суммируются $H_{\text{в1}} + H_{\text{в2}} = H_{\text{общ}}$.

При выборе вентилятора нужно знать расход воздуха и полное сопротивление вентиляционной установки. Определение величины полной потери давления возможно лишь после проведения трассы воздухопроводов, т.е. после размещения оборудования. Поэтому рекомендуется

провести предварительный подбор вентилятора по расходу воздуха в сети и по ориентировочному сопротивлению сети, которое можно принимать 1200 ... 1600 Па при одноступенчатой очистке и 1600...1800 Па при двухступенчатой очистке, также можно определить сложением потерь давления машины с наибольшим сопротивлением, потери давления выбранных и последовательно устанавливаемых пылеотделителей и ориентировочных потерь давления в воздухопроводах, которые можно принимать равными 10 Па на 1 м длины воздухопроводов главного магистрального направления сети. Окончательный подбор вентилятора производят по расходу воздуха в сети с учетом подсоса $0,05 L_{\epsilon}$ и по общему сопротивлению сети $H_{\text{пс}}$, умноженному на коэффициент запаса, равный 1,1, т.е.

$$H_{\text{в}} = 1,1 \cdot H_{\text{пс}}. \quad (5.2.6)$$

В начале подбора рекомендуется посмотреть характеристики вентиляторов 1-го исполнения, так как они более экономичны. Если они подходят для данной сети, то следует их принять. При близком совпадении числа оборотов вентилятора с числом оборотов выпускаемых асинхронных электродвигателей следует соединять вал вентилятора с валом электродвигателя посредством упругой муфты. В остальных случаях - с приводом от электродвигателя через клиноременную передачу.

Вентиляторы устанавливают на основе общих правил размещения оборудования /21/. Данными правилами предусматривается, что разрывы и проходы между оборудованием должны быть не менее 1 м по длинной стороне машин и более 0,8 м по короткой стороне. Воздуховоды вентиляционных установок могут быть расположены у стен с разрывом не менее 0,25 м.

Существенное значение имеет последовательность прохождения воздуха через пылеотделитель и вентилятор. Возможны два варианта: первый, когда воздух предварительно проходит через циклон, очищается от пыли, а затем поступает в вентилятор, из которого удаляется в наружную атмосферу. Второй вариант не может быть применен в размольных отделениях мельниц при перемещении мучной пыли.

Предпочтение следует отдать первому варианту, так как при этом исключается возможность засорения колеса вентилятора и лучше обеспечиваются требования противопожарной безопасности. Второй вариант удобен при установке циклонов вне здания. В этом случае облегчается герметизация выпуска осажденной пыли из циклонов, так как величина избыточного давления в циклоне будет значительно меньше разрежения, имеющего место при осуществлении первого варианта. В случае пропуска воздуха до его очистки через вентилятор следует применять только пылевые вентиляторы. Следует отметить, что вентиляторы являются источником повышенного аэродинамического шума. В этой связи для уменьшения шума необходимо предусмотреть виброизоляцию и звукопоглощение. При виброизоляции используются специальные виброизоляторы: для высокочастотных колебаний - стальные пружинные амортизаторы, а для низкочастотных - резиновые прокладки. Широкое применение находят комбинированные резино-пружинные виброизоляторы. Для борьбы с акустической вибрацией систем вентиляции воздухопроводы присоединяются к вентиляторам через гибкие вставки, и при проходе их через строительные конструкции надеваются резиновые или другие амортизирующие муфты и прокладки. При монтаже воздухопроводов для обеспечения необходимой

герметизации, а также уменьшения акустической вибрации необходимо между подсоединениями - фланцами устанавливать резиновые или матерчатые прокладки.

На предприятиях системы хлебопродуктов широкое применение нашли следующие типы вентиляторов: Ц4-70, типа ВЦП, типа ВПЗ, Ц9-57, В-ЦП7-40 5(6)-01(02), В-ЦП6-8-018-01, РЗ-Б. В-Ц5-37, РЗ-Б. В-Ц4-60, ВО-5, ВО-6, типа СВМ и др.

Проектная нормаль некоторых типов вентиляторов дана на рисунках 5.2.1, 5.2.2 и 5.2.3, а их основные размеры в таблицах 5.2.1 – 5.2.5. Аэродинамические характеристики даны в приложении 3.

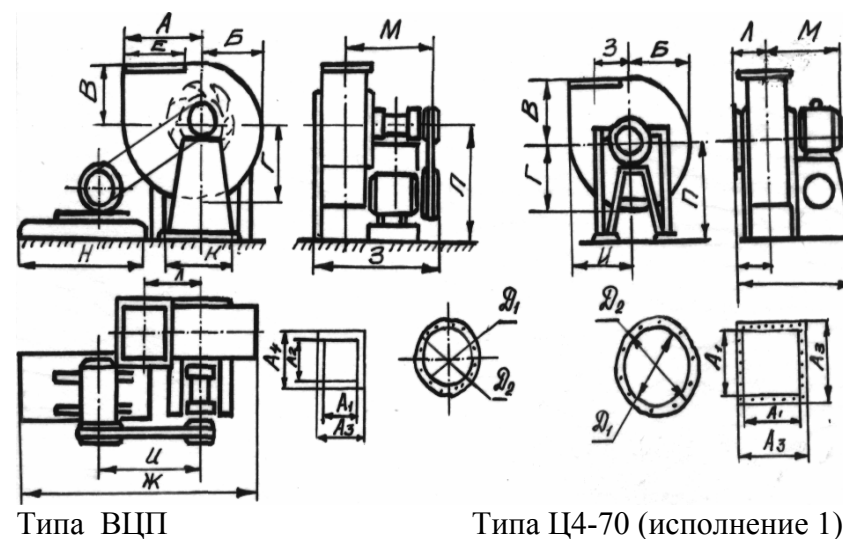


Рис.5.2.1. Центробежные вентиляторы

Тип

Таблица 5.2.3.
Техническая характеристика центробежных вентиляторов Ц9-57

Номер вентилятора	Размеры, мм												Шкив	Размер			Масса, кг
	А	В	Г	Е	Ж	З	К	М	Н	В	Б	Д					
Ц9-57-3	195	300	233	271	151	195	340	142	341	160	70	312				44.5	
Ц9-57-4	260	400	310	361	201	260	445	183	393	200	80	280				73.5	
Ц9-57-5	325	500	387	449	252	325	545	212	438	250	100	350			509	106.3	
Ц9-57-6	392	600	465	540	302	390	700	253	510	300	125	420			618	173.7	
Ц9-57-4	506	800	615	715	383	520	730	363	851	400	180	560			800	-	

Таблица 5.2.4.
Техническая характеристика центробежных вентиляторов В-ЦП7-40-5 (6)-01 (02)

Типоразмер	Размеры, мм																
	A ₁	A ₂	A ₃	A ₄	A ₅	A ₆	B ₁	B ₂	B ₃	B ₄	B ₅	H	H ₁	H ₂	H ₃		
В-ЦП7-40-5-01	440	150	250	340	1300	1475	242	150	190	490	720	850	375	300	550		
В-ЦП7-40-6-01	522	180	300	405	1500	1720	300	180	222	544	806	980	450	360	620		

Типоразмер	Размеры, мм														
	A ₁	A ₂	A ₃	Б	В ₁	В ₂	В ₃	В ₄	В ₅	L ₁	L ₂	L ₃	H ₁	H ₂	H ₃
В-ЦП7-40-5-02	804	242	150	780	440	340	250	530	668	500	185	830	375	300	
В-ЦП7-40-6-02	919	300	180	927	522	405	300	610	745	600	235	960	450	360	

2

Таблица 5.2.5

Вентиляторы ВО- 5 и ВО-6

Наименование	ВО-5	ВО -6
Внутренний диаметр выходного патрубка, мм	500	600
Подача номинальная, м ³ /с	3,1	5,3
Полное давление номинальное, кПа	1,25	2,40
Максимальный КПД:		
с учетом потерь в приводе	0,63	0,64
без учета потерь в приводе	0,72	0,72
Потребляемая мощность, кВт	5,5	17,0
Тип электродвигателя	4А112М2УПУЗ	4А160М2УПУЗ
Габариты, мм: высота	660	730
ширина	595	770
длина	620	925
Масса, кг	125	270

Вентиляторы типа СВМ

Наименование	СВМ-5М2	СВМ-6М2
Внутренний диаметр выходного патрубка, мм	500	600
Подача, м ³ /с	1,8 ... 3,8	3,2 ... 7,0
Полное давление, кПа	1,68 ... 0,70	2,45 ... 1,20
Полный КПД вентилятора	0,60	0,635
Мощность электродвигателя, кВт	5,5	14,0
Габариты (не более), мм: ширина	625	700
высота	690	770
Масса, кг	175	265

Примечание. Номинальное напряжение - 380/660 В, номинальная частота вращения ротора вентилятора - 2950 об/мин.

Глава 6. МЕТОДИКА ПРОЕКТИРОВАНИЯ ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ УСТАНОВОК ПРИ ВЫПОЛНЕНИИ КУРСОВЫХ И ДИПЛОМНЫХ ПРОЕКТОВ

Эффективность работы вентиляционных установок на зерноперерабатывающих и пищевых предприятиях зависит в основном от уровня их проектирования. Поэтому проектирование вентиляционных установок должно базироваться на теоретических знаниях, полученных студентами при изучении общеинженерных дисциплин и курса "Вентиляционные установки", и обеспечиваться практическими навыками, технической зрелостью и творческими способностями, приобретаемыми студентами в процессах выполнения работы по СНО, курсовому и дипломному проектированию.

Студенты, обучающиеся по специальностям 170600 "Машины и аппараты пищевых производств", 270100 "Технология хранения и переработки зерна" и 311500 «Механизация переработки сельскохозяйственной продукции», выполняют курсовое проектирование по вентиляционным установкам, а некоторые из них, работающие по актуальной тематике, могут продолжать работу при дипломном проектировании. Поэтому для студентов проектирование вентиляционных установок является важнейшим этапом в формировании высококвалифицированных специалистов.

Настоящая глава основана на материалах предыдущих глав данного пособия и основной литературе /6, 7, 8, 25, 27/, рекомендованной а качестве учебных пособий для студентов названных специальностей; содержит основные

методические рекомендации по объему, содержанию и последовательности выполнения проекта.

6.1. Общие положения

Тематика курсового проектирования составляется ведущим преподавателем на кафедре с учетом программы курса, требований к квалификационным характеристикам специалиста и к выполнению проекта. Она включает вопросы проектирования новых и реконструкции существующих вентиляционных установок отдельных участков и цехов предприятий системы министерства хлебопродуктов и других предприятий агропромышленного комплекса. При проектировании вентиляционных установок предусматривается разработка новых или модернизация существующих узлов аспирации технологического оборудования и конструкций вентиляционного оборудования или его конструктивных узлов, выполнение монтажных чертежей вентиляционных установок с разработкой рабочих чертежей на изготовление отдельных деталей и монтажа вентиляционного оборудования.

Отдельные темы проектирований обосновываются самими студентами путем сбора материалов по изучению состояния вентиляции и исследованию работы вентиляционных установок на предприятиях в период производственной практики или в процессе выполнения студенческой научной работы по СНО и конструкторской разработки в студенческом конструкторском бюро (СКБ). Тематика курсового проектирования может быть связана с научной работой студента в СНО и продолжена при дипломном проектировании, если работа будет признана комиссией по защите актуальной и появится необходимость

её продолжения в качестве раздела или новой темы дипломного проекта.

Задание на курсовое проектирование заполняется руководителем проекта на специальном бланке, в котором указываются: группа, в которой обучается студент, тема проектирования, перечень вентилируемого оборудования и другие исходные данные, специальное задание, дата выдачи задания, срок представления готового проекта к защите, содержание и сроки выполнения по этапам проектирования, основная и дополнительная литература. Задание подписывается руководителем, утверждается заведующим кафедрой, выдается студенту, который расписывается в получении задания.

Формы выдачи исходных данных на проектирование:

- а) общие виды (планы и резервы) цехов или отдельных этажей с установленным оборудованием студент перечерчивает с синьки типовых проектов или составляет непосредственно на предприятиях в период производственной практики по заданию преподавателя; б) общий вид цехов или отдельных этажей здания с установленным оборудованием студент снимает непосредственно на предприятиях во время выполнения научной работы по СНО или хоздоговорам под руководством руководителя; в) планы и разрезы цехов или этажей студент составляет по рисункам (синькам) типовых проектов производственных помещений с учетом имеющихся на кафедре вариантов заданий на проектирование вентиляционных установок. На общих видах помещений не указаны вентиляционные сети.

Пример варианта выдачи задания на проектирование будет приведен ниже в этой главе.

Первые две формы выдачи задания трудоемки, требуют сравнительно больше времени на составление

планов и разрезов помещений цехов и этажей с расстановкой оборудования, однако имеют то преимущество, что они приближены к производственным условиям и требуют от студента практического умения разбираться и выполнять эти работы. К недостаткам этих форм выдачи задания относится то, что студент видит существующие вентиляционные сети и может механически принять эти схемы вентиляции без должного анализа и учета условий задания, которое может предусмотреть компоновку новой сети. Поэтому руководитель должен оказать методическое руководство для преодоления трудностей начального этапа проектирования. Выдача заданий по третьей форме не требует поездки на предприятия и ускоряет процессы составления планов и разрезов помещений, но требует от студента хорошего знания принципов компоновки вентиляционных сетей и практического умения применить его для нанесения линий вентиляционных воздухопроводов с выбором мест установки вентилятора и пылеотделителей, потому что на планах и разрезах помещений они не указаны.

Выдачу задания на курсовое проектирование преподавателем студенту можно рассматривать как этап выдачи заказчиком (предприятием) технического задания исполнителю (проектному институту). Поэтому исполнитель (студент) должен на начальном этапе проектирования разработать техническое предложение (выполнить техническое решение по компоновке сети, составлению расчетной схемы и т.д.) и согласовать его с заказчиком (преподавателем). В противном случае проект может иметь ошибки.

Объем проекта вентиляционных установок определяется содержанием технического и рабочего проекта.

Технический проект вентиляционных установок должен соответствовать СН245-71 и содержать в соответствии с

указаниями ЦНИИ промзернопроект /22, 27/ следующие материалы: пояснительную записку вентиляционных установок каждого объекта, входящего в комплекс сооружений предприятий; ориентировочную спецификацию оборудования и материалов для вентиляционных установок; расчеты по компоновке сетей, подбору пылеотделителей, выбросу пыли в атмосферу с очищенным воздухом.

Рабочий проект в соответствии с этими указаниями, должен включать: монтажные чертежи общих видов цехов с аспирируемым оборудованием, установленными вентиляторами, пылеотделителями и другим вентиляционным оборудованием с нанесением трасс воздухопроводов (М1:50); для воздухопроводов с небольшими диаметрами трассу разрешается вычерчивать одной линией; чертежи монтажных схем вентиляционных сетей в плоскостном изображении (М 1:20) или в одну линию со спецификациями всех деталей и узлов, размерами, расходом материалов на изготовление, местами расположения фланцевых и монтажных соединений, люков, диафрагм, клапанов и отверстий для аэродинамических замеров; спецификацию вентиляционного оборудования и материалов для всех вентиляционных установок в виде раздела к общей спецификации технологического и транспортного оборудования; пояснительную записку по всем вентиляционным установкам с расчетами сетей, краткими указаниями по устройству отдельных узлов, особенностями монтажа и наладки.

Объем курсового проекта по вентиляционным установкам ограничен и должен включать три листа чертежей и расчетно-пояснительную записку на 18-20 страницах.

Графическая часть проекта состоит из чертежей: общего вида (планы и разрезы) помещения с аспирируемым

и вентиляционным оборудованием и с нанесением трассы воздухопроводов (лист 1, М1:50); сборочных чертежей вентиляционных сетей в плоскостном изображении (лист 2, М1:20) со спецификацией всех деталей, узлов и оборудования (в конце пояснительной записки); рабочего чертежа устройства (узла) для аспирации какого-либо оборудования с детализацией, или монтажного чертежа на монтаж вентиляционного оборудования, или рабочих чертежей на изготовление нестандартных фасонных деталей (лист 3, М1:5 или М1:10).

В объем пояснительной записки входят все расчеты с расчетными схемами и эскизами.

В курсовом и дипломном проектах проектируют вентиляционные установки всего предприятия с разработкой чертежей нескольких сетей, конструкции нового или модернизированного вентиляционного оборудования (пылеотделитель, вентилятор), разработки конструкции герметизированных кожухов и узлов аспирации (обеспыливающих устройств) технологического или другого оборудования с расчетами и исследовательской частью. Объем графической части проекта должен составлять 10-12 листов, пояснительной записки - 80- 100 страниц.

6.2. Основные требования к проектируемым вентиляционным установкам и методические рекомендации

Проектирование вентиляционных установок необходимо выполнять на высоком научно-техническом уровне, чтобы создаваемые вентиляционные установки удовлетворяли требованиям высокой эффективности, взрыво- и пожаробезопасности, экономичности и надежности при эксплуатации, охраны труда и окружающей

среды, обеспечивали требуемые санитарно-гигиенические и технологические условия в производственных помещениях.

Проектируемые вентиляционные установки должны обеспечивать защиту окружающей среды от загрязнений, нормальные санитарно-гигиенические условия труда в помещениях, не допускать увеличения запыленности воздуха в рабочих помещениях выше предельно допустимых концентраций по ГОСТ 12.1.005-76 (зерновой пыли не должно быть более 4 мг/м^3 , мучной пыли - более 6 мг/м^3), обеспечивать нормальную охлаждающую способность воздуха в помещениях и эффективную очистку воздуха от пыли и других вредностей при выбросе в атмосферу требуемых концентраций. При проектировании должны быть предусмотрены аспирация всего технологического, транспортного и вспомогательного оборудования, включая бункера и самотечные трубы, и применение высокоэффективных пылеотделителей, чтобы не загрязнять окружающую среду и не допускать концентрации пыли в воздухе более 30 % от ПДК.

Вентиляционные установки должны удовлетворять требованиям технической эффективности, обеспечивать нормальную работу оборудования. Для этого необходимо принимать оптимальные расходы воздуха на аспирацию оборудования и проектировать типы вентиляционных сетей с учетом технологических требований.

Требования взрыво- и пожаробезопасности вентиляционных установок должны быть выполнены посредством проверочных расчетов норм расходов воздуха на аспирацию оборудования из условий взрывобезопасности и соблюдения рекомендаций по предупреждению пылевых конфузоров аспирируемого оборудования: на пылевидных продуктах необходимо

принимать входные скорости в конфузорах на муке не более 0,8, на комбикорме-0,5 и на зерне - 2 м/с.

Для уменьшения взрыво- и пожаробезопасности проектируемых вентиляционных установок можно предусмотреть в некоторых проектах установку магнитных улавливателей металлических частиц, тепловых реле внутри воздухопроводов для контроля температуры воздуха с сигнализацией. Особенно желательна установка тепловых реле после оборудования, когда возможно повышение температуры во время эксплуатации, например, вальцевых станков. При сверхнормативном повышении температур тепловое реле подает световой и звуковой предупредительные сигналы об опасности на рабочее место и в пожарную охрану. Например, пожароопасность представляют различные нории и ленточные транспортеры, в которых в результате ослабления натяжения или забивания (задержка ленты от попадания посторонних предметов) происходит скольжение (буксование) ленты на ведущем шкиве и её перегрев, создающий опасность возникновения пожара. Поэтому нужно предусмотреть автоматические натяжные устройства, обеспечивающие нормальное натяжение ленты, или устройства для автоматического отключения нории при повышении температуры шкива или появлении значительных скольжений ленты по шкиву.

Молотковые дробилки создают пожаро- и взрывоопасные ситуации на предприятиях. Поэтому в проектах нужно предусматривать устройства для улавливания металлических частиц, активную вентиляцию рабочего пространства в дробилке, устанавливать автоматические сигнализирующие устройства с датчиками для контроля температуры в подшипниках или контроля зазора в них, чтобы предупреждать о появлении аварийных ситуаций. Можно приводить и другие примеры, когда в

проектах нужно предусматривать устройства против пожаро- и взрывоопасности на предприятиях. Эти меры практически повышают эксплуатационную надежность работы технологического оборудования.

Для повышения эксплуатационной надежности вентиляционных установок нужно, чтобы оборудование с регулируемым режимом воздушного потока (сепараторы, ситовечные машины) были выделены в самостоятельные местные вентиляционные установки, чтобы скорости воздуха в воздухопроводах обеспечивали надежную транспортировку пыли, количество отсоса в проектируемой сети не превышало десяти точек, чтобы при компоновке сетей не объединять в одну сеть оборудования с теплым и холодным воздухом, не проводить воздухопроводы через холодные помещения и не устанавливать вентиляторы, отсасывающие теплый и влажный воздух из помещений, за пределами помещения в открытом месте во избежание конденсации водяных паров внутри воздухопроводов. Условия конденсации паров воздуха, рассмотренные выше, должны быть учтены при выборе места проведения воздухопроводов и установки вентилятора. В необходимых случаях вентилятор нужно устанавливать в отдельном тамбуре, если по условиям работы и из-за шума нельзя установить его в производственном помещении. При выборе места установки вентилятора должны быть учтены мероприятия против шума от работы вентиляторов.

При проектировании трассы воздухопроводов вентилятор надо устанавливать не в конце трассы, а в середине, чтобы иметь параллельные участки и экономить энергию в результате уменьшения длины воздухопроводов главной магистрали. Вентиляторы необходимо устанавливать ближе к машинам, имеющим наибольшие потери давления. При окончательном подборе принимать

наиболее экономичные вентиляторы, обеспечивающие максимальный КПД и наименьшие энергии на передачу.

Проектирование вентиляционных установок следует выполнять в определенной последовательности.

6.3. Основные этапы проектирования вентиляционных сетей

Перед началом проектирования студенты знакомятся с проектным заданием, изучают и подготавливают чертежи общих видов цехов предприятия с заданной технологической схемой и установленным оборудованием. Места установки оборудования принимаются окончательными с учетом требований к монтажу и эксплуатации оборудования. После подготовки чертежей общих видов приступают к проектированию вентиляционных установок.

Выявление аспирируемого оборудования (первый этап)

Из чертежей общих видов цехов по заданной технологической схеме выявляют оборудование, подлежащее аспирированию. Все оборудование, которое необходимо аспирировать в каждом цехе или на участке производственного помещения, записывают в таблицу 6.3.1, в которой указывают наименование каждого оборудования, его количество, этаж установки, расход воздуха и сопротивление.

По таблице производят расчет общего количества воздуха, необходимого для аспирации всего оборудования.

Первый этап курсового проектирования вместе с временем подготовки чертежей общего вида цехов должен быть закончен к концу 3-й недели от начала проектирования, если

учесть, что на курсовое проектирование отводится примерно 12 недель.

Таблица 6.3.1

Таблица вентилируемого оборудования

Наименование вентилируемого оборудования (тип, марка или производитель)	Количество	Этаж установки	Расход воздуха		Потери давления	Цель аспирации	Примечание
			На одну машину м ³ /ч	На все машины м ³ /ч			
Итого общий расход воздуха по цеху							

Если в задании курсового проекта указываются конкретные машины, которые объединены в определенную вентиляционную сеть, то на этом этапе проектирования необходимо составить таблицу вентилируемого оборудования для конкретной вентиляционной сети. В данной таблице приводятся наименование вентилируемого оборудования (тип, марка и производительность), входящего в вентиляционную сеть, расход воздуха на одну машину и потери давления в машине. Значения последних для оборудования элеваторов зерноочистительных, размольных, шелушильных и выбойных отделений мельниц, крупяных и комбикормовых заводов даны в рекомендуемой литературе / 4, 6, 7, 8, 9, 27/, а для машин мукомольных заводов на комплектном высокопроизводительном оборудовании - в приложении 4.

Расчет воздухообмена и обоснование выбора типов проектируемых сетей (второй этап)

Тип проектируемых сетей обосновывается из условия обеспечения нормального воздухообмена и предотвращения образования вакуума в помещениях цеха при работе вентиляционных установок. Для этого по формуле (2.2.6) рассчитывают, какой будет воздухообмен в цехе, если запроектировать один тип вентиляционных сетей с выбросом очищенного воздуха в атмосферу

$$i = \frac{L_n}{V_{зд}}$$

Обычно $V_{зд} = a \cdot b \cdot c$, где a – длина, b – ширина, c – высота этажей рабочих помещений цеха. При наличии чердаков или соединительных галерей их объемы прибавляют к общему объему рабочих помещений цеха. Полученное значение воздухообмена сопоставляется с рекомендуемым и должно быть близко к нему. Если воздухообмен расходится с его рекомендуемым значением, нужно проверить правильность принятых норм расхода воздуха на аспирацию оборудования или соответствие загрузки помещения установленным оборудованьям и производить необходимые исправления.

В тех случаях, когда установленное в цехе оборудование обслуживается несколькими вентиляционными сетями, при определении воздухообмена необходимо учитывать расход воздуха на аспирацию всего оборудования, когда отдельные этажи рабочих помещений не сообщаются проемами и изолированы друг от друга, то расчеты воздухообмена проводят отдельно для каждого изолированного помещения цеха.

Если правильно выбраны нормы расхода на аспирацию всего оборудования и они правильно установлены в соответствии с площадью помещения, то допустимый воздухообмен достигается путем очистки и рециркуляции части воздуха в помещении по замкнутому циклу или проектируется система приточной вентиляции с подогревом (кондиционированием) воздуха.

Компоновка вентиляционных сетей (третий этап)

Выявленное аспирируемое оборудование цеха разбивают на сети, определяют их количество, проводят линии воздухопроводов, определяют места установки вентиляторов, калориферов, пылеотделителей, забора и выброса воздуха, т.е. проводят компоновку вентиляционных сетей.

В цехах, оборудованных пневмотранспортом, часть оборудования цеха аспирируют воздухом пневмотранспортных установок непосредственно через самотечные трубы и приемные устройства или подсоединяют воздухопроводами к приемным устройствам пневмотранспорта.

При компоновке соблюдают известные основные принципы для того, чтобы запроектированные установки обладали высокими технико-экономическими показателями и эксплуатационной надежностью. К таким принципам компоновки относятся:

- технологический принцип, заключающийся в том, чтобы в одну сеть было объединено оборудование по технологическим признакам, т.е. чтобы пыль от оборудования была одинакова или близка по качеству друг другу, при смешивании пыли не должно допускаться понижение качества пищевой или кормовой пыли;

- принцип одновременности работы, состоящий в том, что в одну сеть объединяют оборудование, работающее в одно и то же время;

- пространственный принцип, состоящий в том, что в одну сеть объединяют близко расположенное оборудование, целесообразно при этом объединять оборудование вертикальными воздухопроводами;

- температурный принцип, состоящий в том, что в одну сеть нельзя объединять оборудование, имеющее равную температуру воздуха в его рабочем пространстве, так как при смешивании теплого и холодного воздуха возможна, как было указано выше, конденсация водяных паров, что приводит к залипанию пыли на стенках воздухопроводов и вентиляционного оборудования;

- принцип эксплуатационной надежности, состоящий в том, что машины с регулируемым режимом воздушного потока, а также с собственным вентилятором проектируют в самостоятельные местные установки, что количество точек отсоса в одной сети принимают для подсосных и надсосных этажей элеваторов не более десяти, для остальных цехов - не более шести / 8 /.

Компоновку вентиляционных сетей нужно делать с учетом особенностей цехов и предприятий, правил организации и ведения технологических процессов на соответствующих предприятиях.

Расчет и подбор пылеотделителей (четвертый этап)

По расходу воздуха L_n (см. зависимость 4.4.1) в сети, который по сравнению с полезным расходом сети учитывает 5% подсоса воздуха в воздухопроводах, подбирают стандартные пылеотделители - циклоны, определяют их сопротивление по формуле 4.4.3. Расчет и подбор

всасывающего фильтра к сети производят по расходу воздуха L_n и удельной нагрузке, по которым по зависимости 4.4.4 определяют необходимую фильтрующую поверхность. Затем для этой поверхности выбирают ближайший фильтр по таблице 4.3.7. Потери давления в фильтре определяют, исходя из фактической нагрузки по зависимости 4.4.5, по графикам (рисунок 4.4.1).

Вид пылеотделителя принимают в зависимости от типа выбранной сети и характеристики пыли. Например, на элеваторах и в зерноочистительных отделениях мельниц и крупозаводов в сетях с выбросом воздуха наружу применяют батарейные циклоны БЦ, ОТИ или БЦМ как более простые и надежные в эксплуатации. Высокоэффективную очистку воздуха можно достичь, если применять всасывающие фильтры вместо циклонов или установить их после циклонов при двухступенчатой очистке.

В размольных, шелушильных и выбойных отделениях мельниц и крупяных заводов применяют всасывающие фильтры типа ФВ или батарейные циклоны УЦ. В сетях с рециркуляцией на окончательной очистке воздуха используют или промывные камеры, или гидродинамические пылеуловители, или мокрые фильтры ФАМ, что уменьшает пожаро- и взрывоопасность мельниц и комбикормовых заводов.

Предварительный подбор вентиляторов к вентиляционной сети (пятый этап)

Предварительно подбирают вентилятор к сети по расходу воздуха и ориентировочному давлению вентилятора, чтобы завершить составление расчетной схемы сети, которая необходима для расчета

воздухопроводов, полного сопротивления в сети и окончательного подбора вентилятора.

Расход воздуха в сети, перемещаемого вентилятором, на данном этапе определяют с учетом полезного расхода воздуха в сети и всех имеющихся подсосов в ней: в воздухопроводах 5 %, во всасывающих фильтрах 15 % от полезного расхода; в батарейных циклонах со шлюзовыми затворами принимают подсос $150 \text{ м}^3/\text{ч}$ на один затвор и в клапанах; отключаемых точек аспирации - по $100 \text{ м}^3/\text{ч}$ на один клапан.

Ориентировочное давление вентилятора, равное ориентировочному сопротивлению сети, принимают от 1600 до 1800 в зависимости от типа сети и сопротивления принятых пылеотделителей.

Ориентировочное сопротивление можно уточнить, сложив потери давления с одного аспирируемого оборудования, установленного в конце магистральной линии, потери давления подобранных и последовательно установленных пылеотделителей и ориентировочные потери давления в воздухопроводах, которые можно принять за 15 на 1 метр длины воздухопровода главной магистральной сети с учетом фасонных деталей.

По найденному расходу воздуха и ориентировочному сопротивлению сети предварительно подбирают вентилятор с максимальным КПД и наименьшим номером (приложение 3).

Габаритные размеры выбранного вентилятора с приводом (см.рис.5.2.1 и 5.2.2) записывают в таблицы 5.2.1... 5.2.5.

Расстановка пылеотделителей и вентилятора (шестой этап)

Зная размеры выбранных пылеотделителей и вентилятора, определяют место их установки по чертежам общего вида цеха, руководствуясь следующими положениями: вентиляторы и пылеотделители устанавливают на свободные места с соблюдением симметрии относительно остального оборудования, чтобы избежать увеличения длины воздуховодов и количества фасонных деталей, по возможности ближе друг другу; при этом всасывающий фильтр монтируют дальше от аспирируемой машины с большим сопротивлением для того, чтобы увеличить потери давления до фильтра и обеспечить в нем необходимый вакуум для эффективной продувки ткани; для удобства обслуживания вентиляторов с приводом и фильтров при расстановке оставляют нормальные проходы (генеральный проход с одной стороны - $1,04 \div 1,2$ м, остальные проходы с двух сторон по $0,75 \div 0,7$ м и со стороны входа воздуха - не менее $0,5$ м); устанавливать центробежные вентиляторы с приводами под потолком не рекомендуют из-за неудобства их обслуживания и ремонта; циклоны можно устанавливать вплотную к стенам здания, в углах, на чердаках, выносить на специальные площадки у стен зданий, но не ухудшая архитектурный вид зданий и предусматривая возможность вывода пыли через самотечные трубы в пылесборник и далее выгрузку на транспортер, а также возможность их обслуживания; не следует устанавливать пылеотделители и вентиляторы против окон, лучше их устанавливать в простенках или в середине помещения.

Работа 2 ... 6 этапов должны быть выполнены в течение четвертой недели.

Проектирование трассы воздуховодов (седьмой этап)

Трасса воздуховодов с вентиляционным оборудованием должна быть проведена линией на плане и разрезах цеха в результате выполнения предыдущих этапов.

При проектировании трассы также используют "Указания по проектированию" /6, 8, 9, 27/ и альбомы нормалей аспирационных устройств /11,12,13,14,15/, разработанные ЦНИИПромзернопроект.

Диаметры воздуховодов на участках в магистральном направлении рассчитывают по формуле 3.1.3.

При проведении трассы воздуховодов следует руководствоваться указаниями, изложенными в главе 3, и следующими положениями: воздуховоды проводят по кратчайшему пути с наименьшим количеством отводов, параллельно и перпендикулярно стенам и балкам, избегая косых длинных воздуховодов, которые нарушают симметрию и ухудшают промышленную эстетику; при одинаковых расходах и сопротивлениях применяют симметричные тройники, которые упрощают трассу; горизонтальные воздуховоды проводят выше окон под потолком на одном уровне, чтобы не затемнять помещений и не ухудшать промышленную эстетику, при этом минимальную высоту от пола до выступающих частей воздуховода принимают не менее $2,2$ м; горизонтальные воздуховоды, особенно малого диаметра, для надежной эксплуатации заменяют наклонными под углом 60° к горизонту, это делают везде, где не ухудшается эстетика производства; вертикальные воздуховоды проводят не против окон, а в простенках, ближе к стенам или в середине здания рядом с колоннами и балками так, чтобы воздуховоды не пересекали проходы, места обслуживания машин и не затемняли помещения; при проектировании

трассы стремятся применять минимальное число типоразмеров элементов установки с учетом типовых конструкций, изготавливаемых на заводах или в специальных мастерских. Подробно об условиях проведения трассы воздухопроводов можно посмотреть в рекомендуемой литературе / 8, 21, 27/.

После того как будет вычерчена трасса воздухопроводов данной сети должна быть окончательно составлена расчетная схема с нанесением на ней всех необходимых данных для расчета.

Расчет вентиляционных сетей (восьмой этап)

В результате расчета определяют:

- диаметры воздухопроводов на всех участках сети из условий экономичности и эксплуатационной надежности работы установки;

- потери давления на каждом участке по зависимости (3.3.5);

- общие потери давления в сети по главной магистрали для подбора вентилятора по зависимости 3.3.45. И производят окончательный подбор вентилятора по зависимости 3.2.5.

Кроме того, выравнивают потери давления в тройниках на параллельных участках сети, чтобы определять диаметры воздухопроводов на боковых участках.

Расчет диаметров воздухопроводов на боковых участках определяют следующим образом: находят заведомо больший диаметр бокового участка D_6 из отношения равенства скоростей в проходном и боковом участках при $\frac{V_6}{V_n} = 1,0$. Затем рассчитывают диаметр,

потери давления в проходном $\sum H_{птп}$ и боковом $\sum H_{птб}$ участках и находят разность ΔH_6 между этими потерями при большом диаметре, т.е.

$$\Delta H_m = \sum H_{птб} - \sum H_{птп} < 0$$

После этого задают в боковом участке заведомо большую скорость и находят заведомо меньший диаметр D'_6 , руководствуясь следующей зависимостью:

	До 50	50-80	80-120	120-150	150-180	Свыше 180
	1,3	1,4	1,5	1,7	1,9	2,0

Рассчитав потери давления в боковом участке $\sum H_{птб}$ при меньшем D_m , находят разность ΔH_6 между потерями давления в боковом и проходном участках при меньшем диаметре:

$$\Delta H_m = \sum H_{птб.м} - \sum H_{птп}$$

Окончательный искомый диаметр D бокового участка находят по формуле:

$$D = D_m + \Delta H_m \cdot \frac{D_6 - D_m}{\Delta H_m - \Delta H_6}$$

Если определенный по данной формуле диаметр воздухопровода D_6 окажется меньше минимального стандартного диаметра, то выравнивание потерь давления в боковом и проходном участках производят с применением диафрагм.

Диафрагму для бокового участка подбирают следующим образом. Находят разность потерь давления в проходном и боковом участках $\Delta H = \sum H_{птп} - \sum H_{птб}$. Затем определяют коэффициент сопротивления диафрагмы

$$\sigma_d = \frac{2\Delta H}{\rho \cdot V^2}, \text{ где } V - \text{ скорость воздуха в воздухопроводе}$$

бокового участка; после этого по рисунку 3.3.9 подбирают диафрагму. Лучше применять регулируемую диафрагму типа задвижки и устанавливать её в верхней части

горизонтального воздухопровода, что не позволит откладываться пыли на выступающей части диафрагмы.

Результаты расчета вентиляционной сети записывают в расчетную таблицу по форме, заданной в главе 6.4.

6.4. Варианты задания на проектирование вентиляционных установок

На планах и разрезах рис.6.4.1 ... рис.6.4.4 дано расположение оборудования в шелушильном отделении крупозавода производительностью 150 т/сутки гречихи или 180 т/сутки проса. Арабскими цифрами обозначены номера машин крупосортировочных машин БКГ № 1 ... № 7, рассевов ЗРМ № 8 ... 12 и двухдековые шелушильные машины 2ДШС - 2А № 13 ... № 19. Перечень вариантов задания для расчета вентиляционных сетей приведен в таблице 6.4.1.

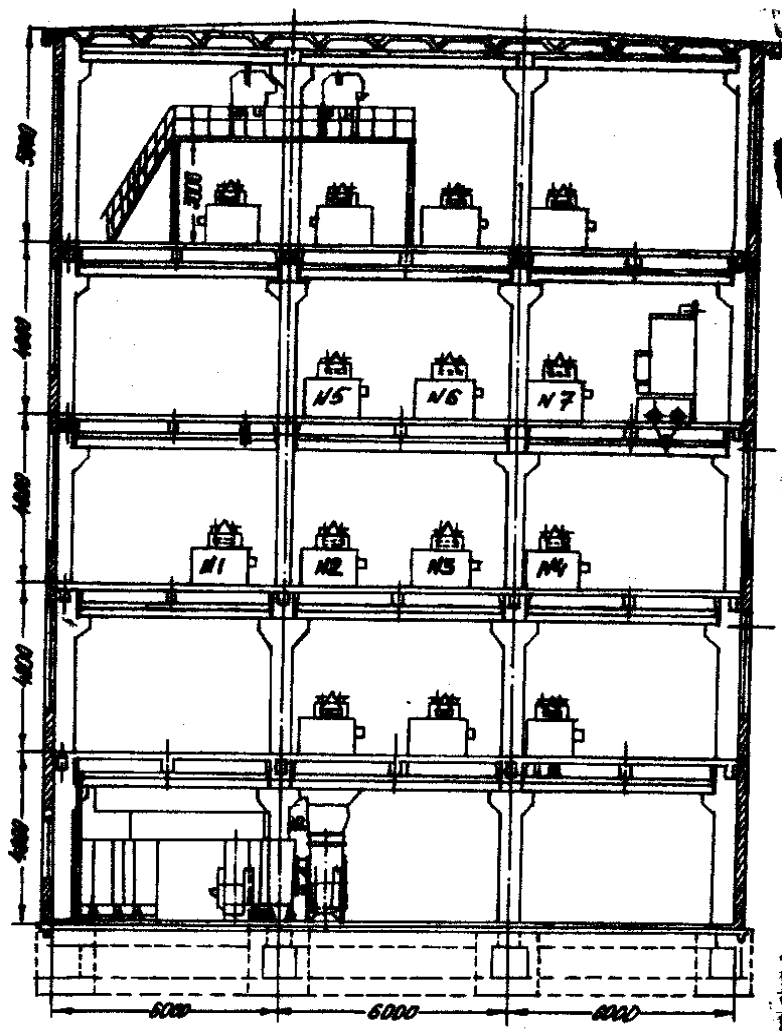
Таблица 6.4.1

Перечень вариантов задания

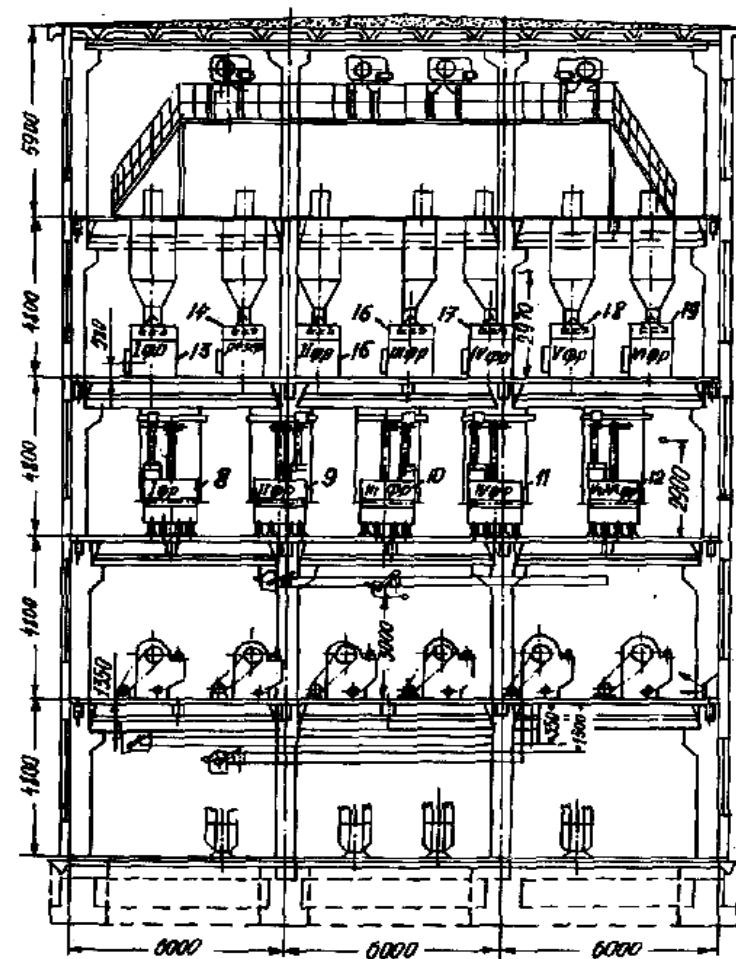
№ варианта	Номера аспирируемых машин	Индивидуальные задания	№ варианта	Номера аспирируемых машин	Индивидуальные задания
1	1.2.3.4.5	Рабочие	26	13.14.17.18.19	Рабочие
2	2.3.4.5.6	чертежи	27	13.15.17.18.12	чертежи
3	1.2.3.5.6	узла	28	13.14.15.11.12	узла
4	1.2.3.4.7	аспирации	29	15.16.17.18.19	аспирации
5	3.4.5.6.7	головок	30	9.10.15.16.17	весов
		нории			
6	1.2.5.6.7	Рабочие	31	1.4.8.9.10	Рабочие
7	1.2.3.4.7	чертежи	32	1.2.3.17.18	чертежи узла
8	1.2.5.6.4	узла	33	3.4.15.16.17	аспирации
		аспирации			вальцевых
		башмака			станков
		нории			

Продолжение таблица 6.4.1

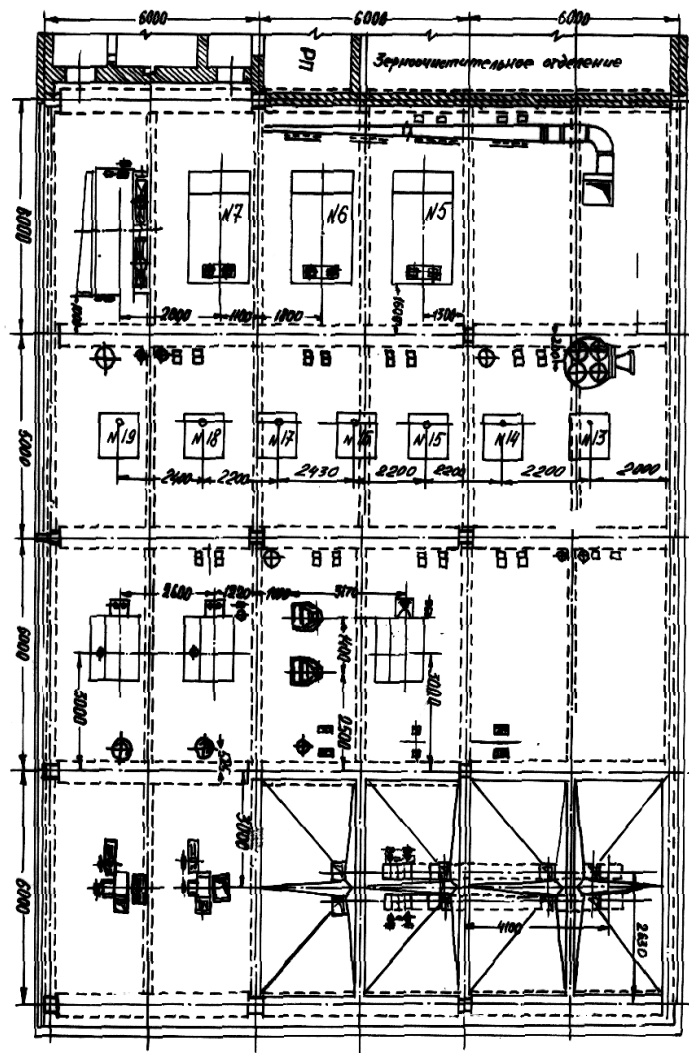
9	1.2.8.9.10		34	4.13.14.15.17	
10	2.3.4.8.9		35	5.6.10.11.12	
11	5.6.7.19.1	Рабочие	36	9.10.16.17.18	Рабочие
12	8	чертежи	37	8.9.10.11.12	чертежи узла
13	5.6.7.19.1	узла	38	13.14.15.18.19	аспирации
14	7	аспирации	39	5.6.7.9.10.	сепаратора
15	7.6.18.17.	рассева	40	6.7.13.14.15	
	16				
16	13.14.15.1		41	9.10.14.18.19	Рабочие
17	6.17		42	1.2.15.16.17	чертежи узла
18	13.14.15.1		43	3.4.15.18.19.	аспирации
19	7.18		44	6.7.14.15.17	триера 321ТО
20			45	5.6.14.17.18	
21	8.9.10.17.	Рабочие	46	13.16.17.18.19	Рабочие
22	18	чертежи	47	11.12.15.18.19	чертежи узла
23	9.10.11.17.	узла	48	9.12.14.16.18	аспирации
24	15	аспирации	49	2.3.4.5.6	ситовесечной
25	10.11.12.1	крупосорти-	50	8.9.10.11.12	машины
	3.14	ровки			
26	10.11.13.1				
	4.15				
27	11.12.13.1				
	5.16				
28	9.10.11.18.	Рабочие	46	13.16.17.18.19	Рабочие
29	19	чертежи	47	11.12.15.18.19	чертежи узла
30	8.9.11.13.	узла	48	9.12.14.16.18	аспирации
31	15	аспирации	49	2.3.4.5.6	ситовесечной
32	8.9.15.16.	шелушильн	50	8.9.10.11.12	машины
33	17	ой машины			
34	8.9.12.18.	2ДШС-2			
35	19				
36	10.11.17.1				
37	8.19				



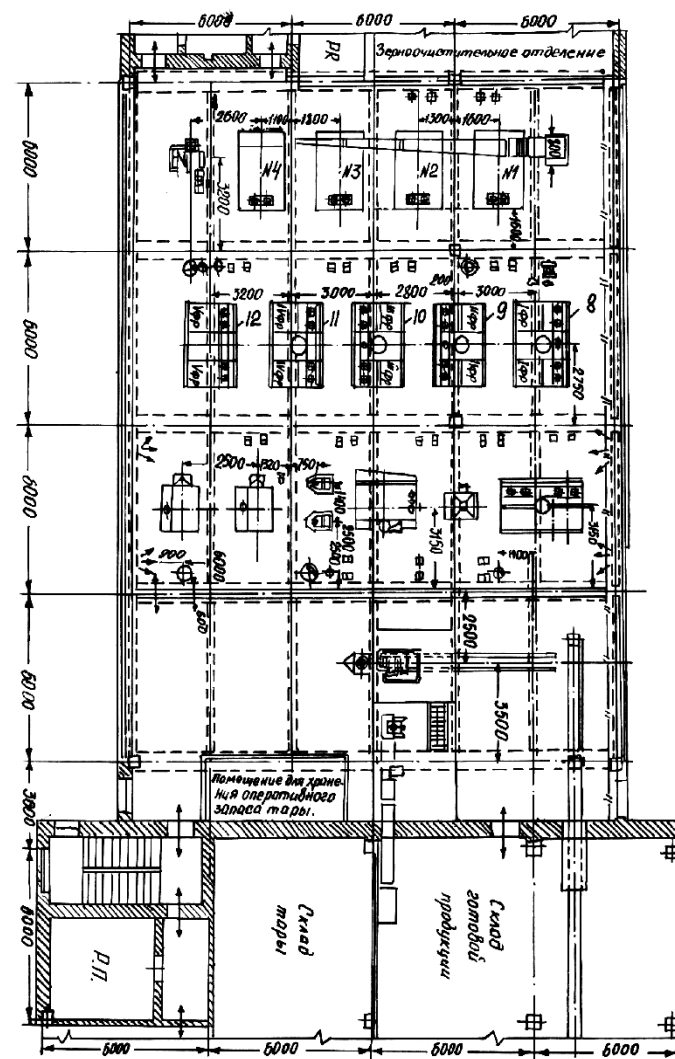
6.4.1. Поперечный разрез шелушильного отделения крупозавода по крупосортировкам



6.4.2. Поперечный разрез шелушильного отделения крупозавода по рассевам



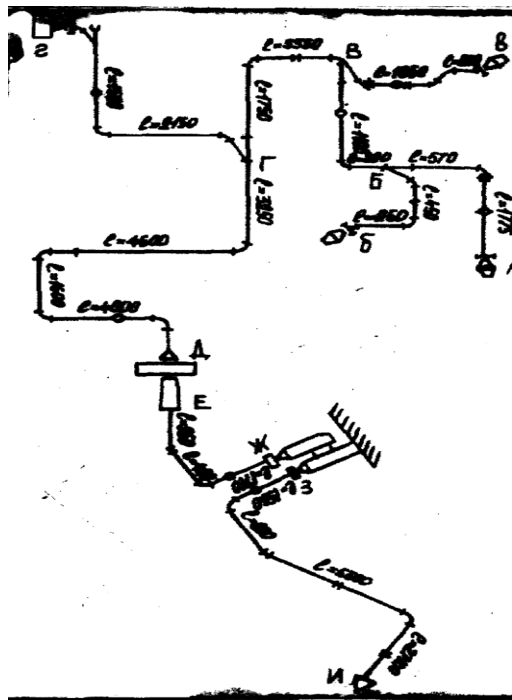
6.4.3. План IV этажа крупозавода



6.4.4. План III этажа крупозавода

6.5. Пример расчета вентиляционных установок с применением ЭВМ

В данном примере показан восьмой этап проектирования, а именно основы расчета вентиляционных сетей. При заданной плоскостной схеме аспирационной установки (рис.6.5.1) необходимо определить диаметры воздуховодов и выбрать вентилятор. Наименование аспирируемого оборудования, их нормированное значение расхода воздуха и потерь давления приведены в расчетной таблице.



6.5.1. Расчетная схема вентиляционной сети

Таблица 6.5.1. Расчет объемов воздуха, отсасываемого из машин, определяем по формуле 2.2.2. Ввиду того, что высота самотеков составляет меньше 4 м, принимаем $L_{эж} = 0$ и $L_{ун} = 0$.

При определении расхода воздуха в фильтре Г4-БФМ (участок V) используется формула $L_{ф} = 1,05 \cdot L$, которая учитывает 5 %-ный подсос воздуха.

Ввиду того, что при расчете вентиляционной сети используются многочисленные табличные значения коэффициентов местных сопротивлений, расчет вентиляционной сети на ЭВМ дается для участка сети. Это обусловлено ограниченностью вводимых в память машины исходных данных. Блок-схема расчета приведена на рисунке 6.5.2. Программа составлена на алгоритмическом языке БЭЙСИК.

Таблица 6.5.1.

Расчет аспирационной установки

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Наименование участка	№ участка	Расход воздуха L_v , м ³ /ч	Скорость в участке V_v , м/с	Длина участка, l, мм	Диаметр воздуховода d, мм	Сопротивление трению на 1 п.м. R_v , Па	Потери на трение, R_v , Па	Сумма коэф. местных сопротивлений $\sum \xi$	Динамическое сопротивление, H_d , Па	Потери в местном сопротивлении $H_m = H_d \sum \xi$, Па	Общие потери в участке, $H_m + R_v$, Па	Потери в конце участка, ΔH , Па	Наименование и коэффициенты местных сопротивлений
1- Магистр.	АБ	680	2,3	15,4	125	24,4	57,2	0,45	145	65,25	122,6	152,5	$\Delta \xi = 0,1$; $\Delta \xi = 0,2$; отвод 90° R = 2D; $\xi = 0,15$
Электромагнитный сепаратор А1-ДЭС													
1- Боковой	ББ	260	0,7	14,4	80	37,5	26,3	1,24	126,8	157,1	183,5	203,5	$\xi_m = 0,1$ (прямой участок тройника) $\sum \xi = 0,2 + 0,15 + 0,1 = 0,45$ $\Delta \xi = 0,1$; $\Delta \xi = 0,1$; отвод 90° R = 2D; $\xi = 0,15$; отвод 60° R = 2D; $\xi = 0,12$; отвод 30° R = 2D; $\xi = 0,1$; отвод 15° R = 2D; $\xi = 0,07$; отвод 12° R = 2D; $\xi = 0,07$
Расчет добавочного сопротивления (диафрагмы)													
Д=125 мм			$V_v = 15,4$ м/с							$H_d = 145$; $H_v = 203,5$; 152,5-51			Исходные данные тройника $\frac{L_e}{L_0} = \frac{260}{940} = 0,3$

рис.6.5.2. Блок-схема расчета

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
П- Боковой	ВВ	260	2,1	14,4	80	37,5	78,8	0,79	126,8	100,2	178,9	198,9	2 отвода 90°; R = 2D $\xi = 0,3$; $\Delta \xi = 0,1$; $\Delta \xi = 0,2$ (отвод 60°) R = 2D; $\xi = 0,12$ (отвод 30°) R = 2D; $\xi = 0,07$; $\xi_6 = 0,1$ $\sum \xi = 0,2 + 0,3 + 0,12 + 0,07 = 0,79$
Расчет добавочного сопротивления (диафрагмы)													
Д=80 мм			$V_v = 14,4$										
$\xi = \frac{H_{\text{доп}}}{H_{\text{доп}}} = \frac{99,7}{126,8} = 0,8$ по таблице приложения 22 /27/											$\frac{S}{d} = 0,63$		
S=0,63-80=50,4 мм; h = 80-50,4 = 29,6 мм													
Боковой	ВВ												
III- Магистр	ВГ	1200	5,1	16,6	160	20,6	105,1	0,4	168,5	67,4	172,5	471,1	2 отвода 90°; R = 2D; $\xi = 0,15$; $\Delta \xi = 0,3$; $\xi_m = 0,1$ (прямой участок тройника) $\sum \xi = 0,3 + 0,1 = 0,4$. Исходные данные тройника $\frac{L_e}{L_0} = \frac{26}{1200} \approx$

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
$\xi = \frac{H_{\text{мн}}}{H_{\text{м}}} = \frac{51}{145} = 0,35;$ по таблице приложения 22 /27/													
	$\frac{S}{d} = 0,715$				S=0,715 -125-89 4					h=125- 89,4=35,6			$\frac{F_4}{F_0} = \frac{0,0123}{0,0153} = 0,8$
П- магистр.	АБ БВ 940	1,3	17,0	140	25,5		33,2	0,35	177	61,95	95,1	203,5 298,6	Отвод 90° R = 2Д $\xi_0 = 0,15$ $\xi_0 = 0,2$ (прямой участок тройника) $\Sigma \xi = 0,15 + 0,2 = 0,35$ Исходные данные тройника $\frac{L_4}{L_0} = \frac{260}{1200} = 0,2$ $\frac{F_4}{F_0} = \frac{0,153}{0,0201} = 0,8$ $\frac{F_4}{F_0} = \frac{0,0050}{0,0201} = 0,2$ $\xi_0 = 0,2$
В	Электромагнитный сенсор А1-ДЭС											20	$\xi_0 = 0,1$

													$\frac{F_4}{F_0} = \frac{0,0201}{0,0314} = 0,6$
													$\frac{F_4}{F_0} = \frac{0,0078}{0,0311} = 0,2$ $\xi_0 = 0,2$ $\xi_0 = 0,1$ $\xi_0 = 0,6$
III- Боковой	Г ГГ 550	Транспортер ТСП-100	3,7	19,6	100	51	188, 7	1,12	235	263,2	451,9	34 486,0	$\Delta \xi = 0,1$; 2 отвода 90°; R = 2Д; $\xi = 0,15$; $\Sigma = 0,3$; отвод 60° R = 2Д; $\xi = 0,12$; ξ_0 = 0,6 (боковой участок тройника) $\Sigma \xi = 0,1 + 0,3 + 0,12 +$ 0,6 = 1,12 3 отвода 90°; R = 2Д; $\xi = 0,15$; $\Sigma = 0,45$; диффузор п=1,5, круглое $\alpha = 30^\circ$ $\xi = 0,1$; $\Sigma \xi = 0,45 + 0,1 = 0,55$
IV- Магистр	ГД 1750		13,35	15,4	200	13,5	180, 23	0,35	145,0	79,75	259,98	745,98	
V- Магистр	ДЕ 1837.			50				Сопротивление фильтра Г4-БФМ (пылеотделитель)					
											200	1246	
$F_\phi = \frac{L_\phi}{q} = \frac{1837,50}{1000} = 18,37 \text{ м}^2; q_\phi = \frac{L_\phi}{F_\phi} = \frac{1837,50}{30} = 61,25 \text{ м}^2$													
По рис.4.4.1 Н4 = 500 Па													
VI- Магистр	Ж 1837,5		37,62	10,4	250	4,88	183, 58	1,42	86,2	94,0	277,6	1523,6	$\Delta \xi = 2,0$; 0,1=0,2 3 отвода 90°

Глава 7. НИРС И РЕАЛЬНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ УСТАНОВОК

Зерноперерабатывающие и пищевые предприятия, построенные в Сибири в 20-х и 30-х годах 20 в., постоянно переоборудуются и оснащаются новыми машинами, аппаратами и другим оборудованием, что создает условие к нарушению теплового и материального баланса вентилируемого воздуха и приводит к изменению его установленных параметров в производственных помещениях. В связи с этим возникают случаи нарушения нормальных условий ведения технологических процессов производства и нерационального использования тепла и энергии, снижения качества продукции и загрязнения окружающей среды. Поэтому возникает необходимость в проведении исследований и реконструкции вентиляционных систем предприятий или их отдельных цехов. Исследования состояния воздуха в цехах, работы технологического и вентиляционного оборудования, составление технического задания на проектирование новых или реконструкцию существующих вентиляционных установок и разработка проектов могут быть выполнены, как показывает наш опыт, сотрудниками института с участием студентов по заказам предприятий или в порядке выполнения хоздоговорных работ.

Проекты вентиляционных установок отдельных цехов и всего предприятия, выполняемые студентами по заказам предприятий в порядке выполнения курсового и дипломного проектирования, могут быть признаны реальными при соблюдении существующих требований к их выполнению.

Реальная тематика проектирования вентиляционных установок составляется кафедрой при активном участии студентов. Студенты, продолжая работу в СНО, получают

[illegible]

задание кафедры при выезде на практику и, наряду с выполнением программы по производственной практике, проводят исследования состояния воздуха в цехах, изучают работу технологического и вентиляционного оборудования на предприятиях. Собранный материал анализируется, вместе с отчетом представляется на кафедру и используется для оформления заданий на курсовое проектирование, которое может перерасти в дипломное, если продолжать проведение работы и она представляет практическую ценность.

Например, в тароремонтном цехе Заудинского комбината хлебопродуктов студентами были исследованы запыленность и условия работы на рабочих местах цеха. Запыленность воздуха на рабочем месте у швейных машин в среднем составляла 58 мг/м^3 , а пневмоочистителей - 753 мг/м^3 . Это обусловлено тем, что у швейной машины неправильно выбрано место отсоса (рис. 7.1.).

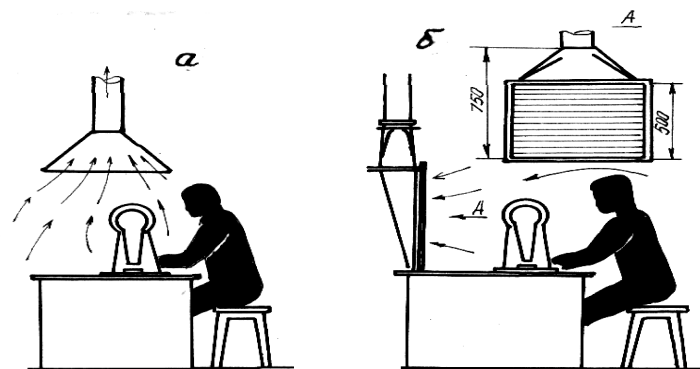


Рис.7.1. Устройство для местного удаления пыли швейной машины: а - до реконструкции, б - после реконструкции

Пыль, выделяющаяся от тары при работе швейной машины, проходит через зону расположения рабочего. Отсасывающий конфузор после реконструкции устанавливается на противоположной стороне рабочего, обслуживающего швейную машину, на столе и обеспечивает удаление пыли из рабочей зоны.

При исследовании пневмоочистителей мешков и выделений пыли был проведен анализ конструкции. Пневмоочиститель работает следующим образом (рис. 7.2): мешок с мучной пылью надевается на пневмотрубу и засасывается воздухом, при этом пыль, налипшая на материал мешка, за счет механического воздействия - встряхивания и ударов воздушного потока, отделяется и уносится вместе с воздухом. Недостатком конструкции было то, что в начале процесса всасывания мешка происходит интенсивное выделение пыли, которая распространяется в рабочее пространство. Далее при всасывании мешка уменьшается поступающий воздух и увеличивается сопротивление пневмоочистителя. Это снижает эффективность аспирации рабочего пространства и работы пневмоочистителя. Для исключения такого недостатка и повышения эффективности работы пневмоочистителя предложены два варианта: первый - пневмоочиститель в двухтрубном исполнении с боковыми отверстиями на пневмотрубе (2) и перекидным клапаном (3); второй - пневмотруба с кольцевым каналом и входным патрубком для крепления мешка (5). При работе пневмоочистителя выделяющаяся от мешка пыль засасывается в боковые отверстия и кольцевой канал.

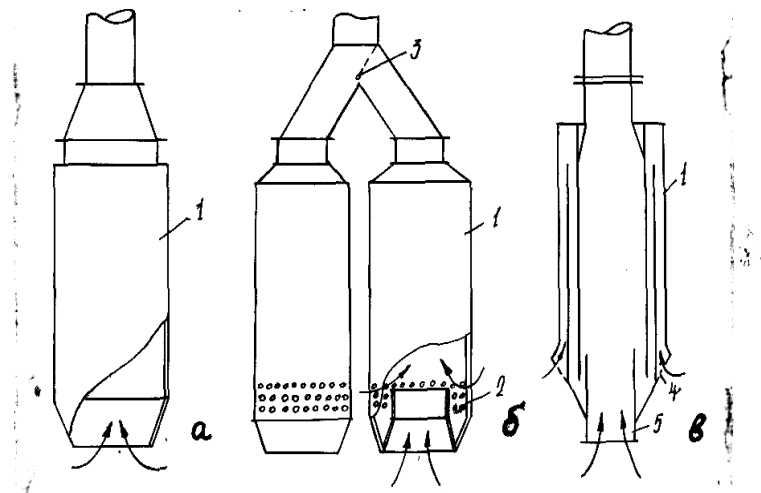


Рис.7.2. Пневмоочиститель мешкотары:
а – до реконструкции; б - после реконструкции (1 вариант); в- после реконструкции (2 вариант)

Проведенные после модернизации исследования запыленности воздуха в рабочей зоне данных устройств показали, что вредности не превышают допустимых пределов.

При создании устройств для местного удаления вредных выделений исходим из следующих требований к ним: повышение эффективности их работы; исключение выделений пыли в рабочую зону обслуживающего персонала и ограничение скорости движения потока воздуха в этой зоне в пределах нормируемых и допустимых значений; создание конструкций, удобных для эксплуатации оборудования и организации технологического процесса. Проведенные исследования выделений пыли свидетельствуют, что в процессе эксплуатации

технологического оборудования необходимо производить уточнение норм расходов воздуха в нем. К примеру, на Кабанском головном маслозаводе при аспирации моечной машины АММ-3 принятые нормы тепловыделений по справочным материалам не соответствуют действительным выделениям. В этой связи были уточнены тепловыделения на основе материального и теплового баланса. Следует особо отметить то, что совершенствование схем аспирации технологического оборудования, их конструктивное решение во многом обуславливают эффективность рабочей аспирационной сети. Например, при аспирации триеров рекомендуют следующую схему аспирации (рис. 7.3.):

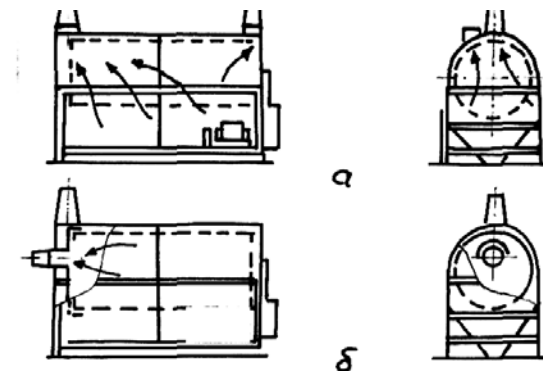


Рис.7.3. Аспирация триера: а - до модернизации; б - после модернизации

Недостатком схемы аспирации триера до модернизации является то, что в машине 60 % пространства аспирируется частично или неполностью. Поэтому большая часть пыли осажается в виде аэрогеля на поверхность оборудования, и создаются благоприятные условия для коррозии металлов и

развития микроорганизмов, а также увеличивается пожароопасность.

При модернизации аспирационного кожуха и узла аспирации (рис.7.3, б) исходили из того, что необходимо создать разрежение на самом удаленном участке машины в пределах 10 % от общих потерь давления в машине. Это условие обеспечивается герметизацией кожуха и местом установки аспирационных отверстий. Из анализа существующих конструкций аспирационных отверстий, которые устанавливаются в местах наибольшего выделения вредности, выявлено, что необходимо изменить количество и место их установки.

При проектировании вентиляционных установок в районах с резко континентальным климатом необходимо уточнять объемы воздуха приточной и вытяжной вентиляции. В этих случаях предусматривают рециркуляцию отработанного воздуха или его использование в других цехах предприятия. Например, отработанный влажный воздух из цеха розлива и пастеризации молока направляем в камеру созревания сыра, предварительно смешивая с холодным наружным воздухом.

Проведенная реконструкция пневмотранспортных установок мельницы сортового помола Иркутского комбината хлебопродуктов на основе проектно-конструкторской документации, разработанной сотрудниками и студентами кафедры «Технологическое оборудование предприятий хранения и переработки зерна», позволяет обеспечить требуемые санитарно-гигиенические условия работы, улучшить технологический процесс, увеличить выход высших сортов муки.

Студентами проведены исследования работы вентиляционных установок на мельнице ОАО Заудинского комбината хлебопродуктов и установлены отклонения по

запыленности воздуха, а разрежение на этажах размольного отделения мельницы были значительно выше допустимого. Материалы исследований были использованы для обоснования необходимости реконструкции вентиляционных установок и проектирования приточной вентиляции.

Студентами были проведены исследования микроклимата в цехах Иволгинской кондитерской фабрики, установлены отклонения параметров воздуха от рекомендованных. В результате был выполнен проект реконструкции вентиляционных установок фабрики, произведены их монтаж, испытание и наладка, созданы нормальные условия работы в цехах. Имеются и другие примеры участия студентов в исследованиях работы вентиляционных установок и микроклимата в цехах, выполнения проектов новых и реконструкции старых вентиляционных установок, изготовления деталей и узлов вентиляционной установки в цехах мастерской «Промвентиляции».

Анализ выполненных на кафедре работ подтверждает вывод о необходимости и полезности участия студентов в научно-исследовательской работе и проектно-конструкторских разработках, в монтаже и наладке вентиляционных и пневмотранспортных установок, т.к. это способствует повышению качества подготовки специалистов.

Глава 8. РАСЧЕТ ПНЕВМОТРАНСПОРТНЫХ УСТАНОВОК

Одним из важных условий повышения эффективности работы оборудования и решения экологических задач на предприятиях является использование в производственных процессах пневматического транспорта.

Пневмотранспорт имеет ряд существенных преимуществ по сравнению с механическим. Поэтому при строительстве новых и реконструкции действующих предприятий появляется необходимость проектирования и внедрения пневмотранспортных установок (ПТУ).

При проектировании ПТУ наиболее трудоемким и ответственным этапом является выполнение расчетов.

Расчетные работы начинаются с составления расчетной схемы и ее исходных данных, определения диаметров продуктопровода, расходов воздуха и потерь давления. Результаты расчетов используются для подбора воздухоудвигной машины и определения потребляемой мощности электродвигателем. Для выполнения промежуточных и общих расчетов существует ряд вариантов решений с соответствующими методикой и методом расчета. Каждый метод требует определенной системы навыков, умений, знаний. Их формированию может способствовать данная работа. Ниже приведены общие сведения, указания и правила, которые используются при проектировании и расчете ПТУ.

Основные цели данного раздела:

- закрепление теоретических знаний, используемых для проектирования и расчета ПТУ;
- овладение методикой и умением расчета пневмотранспортных сетей;

- приобретение навыков подбора оборудования ПТУ в соответствии с результатом расчета;
- овладение способностями и навыками реального проектирования ПТУ.

8.1. Классификация ПТУ

На зерноперерабатывающих предприятиях применяют схемы пневмоустановок с разомкнутым циклом. В этой связи ниже приведен класс данных схем.

Особенности проектирования, расчета и эксплуатации пневмоустановок зависят, главным образом, от характера ее работы, места расположения и количества материалопровода. Поэтому пневмоустановки классифицируют следующим образом:

- по характеру работы и способу создания давления в начале и конце материалопровода пневмоустановки подразделяются на всасывающие, нагнетающие и смешанные (всасывающее-нагнетающие);
- по величине развиваемого напора - на установки низкого (до 5000 Па) и высокого (более 10000 Па) давления;
- по числу материалопроводов на простые (с одним материалопроводом) и разветвленные (с двумя и более материалопроводами);
- по способу установки пневматического оборудования - на стационарные, передвижные и плавучие;
- по месту расположения оборудования - на внутрицеховые и межцеховые (прием в одном цехе, разгрузка – в другом).

8.2. Составные элементы пневмоустановок

Пневмотранспортная установка любого назначения включает в себя следующие основные элементы и части: приемник, предназначенной для приема продукта в пневматический материалопровод; материалопроводы для движения воздуха, несущего (транспортирующего) частицы продукта; разгрузитель для отделения продукта от транспортирующего воздушного потока в конце пневмотрассы; пылеотделитель для очистки от пыли воздуха, завершившего транспортирование продукта; воздухопроводы для целенаправленного перемещения материала и вывода из пневмоустановок воздуха; воздуходувная машина для создания давления или разрежения в материалопроводе; дополнительные вспомогательные устройства, включающие в себя глушитель аэродинамического шума, герметизирующее запорное устройство, приборы и приспособления для измерения и регулирования подачи воздуха и продукта, средства автоматизации, сигнализации, блокировки и контроль узлов установки.

8.3. Основы компоновки и проектирования пневмотранспортных установок

При проектировании пневмоустановок следует учесть, что в установках воздух используется, кроме транспортировки, и в технологических целях, что позволяет сократить число единиц технологического оборудования (на очистку, обработку поверхности), а также расходы на вентиляцию. Для проектирования ПТУ необходимо проверить наличие следующих материалов: схемы технологического процесса подготовки и помола зерна; сведения о свойствах продукта; генплан предприятия; планы и разрезы этажей производственных цехов с

расположением на них технологического оборудования; коммуникационные линии движения продуктов; количественный анализ помола.

Наиболее важные и часто употребляемые требования и рекомендации:

- при переводе действующих предприятий на ПТУ необходимо установить экологическую ее целесообразность и обеспеченность дополнительной электроэнергией для привода пневмооборудования с повышенным энергорасходом;

- компоновку материалопроводов проводят с учетом следующих принципов: пространственного (компактности), технологического (однородность по качеству и количеству продуктов); простоты эксплуатации (обслуживание, регулирования и т.д.);

- необходимо на каждом этапе проектирования добиваться минимизации общего числа транспортных линий, уменьшения энергоемкости, облегчения эксплуатации пневмоустановок, повышения надежности их работы, соответствия требованиям технической эстетики.

Проектирование проводят в следующей последовательности.

1. Выбирают, согласовывают и утверждают схемы пневмоустановок, определяют состав и вид основного оборудования (приемников, разгрузителей, пылеотделителей, воздуходувных машин).

2. На чертежных заданиях (планах и разрезах цехов) определяют точки подачи и вывода продукта, уточняют конфигурацию и длину трассы продуктопроводов (с точностью до 0,1 м). Отметим, что на данном этапе добиваются сокращения длины трассы и числа фасонных деталей (от приемника до разгрузителя не более 3 шт) и

недопустимости пересечения проходов материалопроводами в рабочей зоне.

3. Определяют расчетную нагрузку (производительность) на каждый материалопровод разветвленной сети с учетом количественного баланса помола и допускаемой неравномерности распределения продукта в них.

4. На основе вышеперечисленных данных устанавливают рабочие скорости воздуха, концентрации смеси, а также количество воздуха для транспортирования продукта и диаметры материалопроводов разветвленной сети.

5. Компонуют материалопроводы в отдельные сети (стояки) и наносят на чертежи пневмооборудование данной установки, проводят линии материалопроводов и воздухопроводов.

6. Вычерчивают плоскостные расчетные схемы сетей с указанием длины всех поворотов и других фасонных деталей. Следует отметить, что правильно составленная расчетная схема облегчает и ускоряет расчетные работы, создает определенные удобства и повышает качество выполнения проекта. Необходимо на схеме обозначить условными знаками каждое пневмооборудование, провести краткие подписи и пояснения. Материалопроводы изображают на схеме толстыми линиями, а воздухопроводы для запыленного и чистого воздуха – штрихпунктирными линиями. Участки пневмотрассы нумеруют и у каждого номера подписывают расчетную длину.

8.4. Особенности пневмоустановок на мукомольных заводах с комплектным оборудованием

На мукомольных заводах с комплектным оборудованием как наиболее рациональный вариант

применяют пневмотранспорт нагнетательного типа в зерноочистительном отделении мельницы, а в размольном отделении – всасывающего типа. При производительности 500 т/сутки мукомольного завода в каждой секции подготовительного отделения обычно komponуют пневмотранспортную установку из 7 пневмотранспортеров (стояков) различной производительности с общим расходом воздуха около $1,4 \text{ м}^3/\text{с}$.

В состав пневмотранспортной установки входят приемники, материалопроводы, разгрузители, воздуходувная машина типа ЗАФ, а присоединенное к ней вентиляционное оборудование включает в себя воздуходувки, фильтр-циклон типа РЦИ и всасывающий вентилятор среднего и высокого давления. Горизонтальный пневмоприемник У2-БПБ эжекторного типа, присоединяемый к шлюзовому питателю РЗ-БШЗ, образует загрузочное устройство для технологического и вентиляционного оборудования. В качестве загрузочного устройства используют циклоны У2-БРО, пневмосепаратор РЗ-БСД, которые входят в комплект мельничного оборудования.

Пневмотранспортные установки должны иметь некоторый резерв производительности с тем, чтобы не нарушалась стабильность ее работы при изменении нагрузки на 20-25%. Особенностью нагнетающих пневмоустановок является то, что концентрация перемещаемого воздухом продукта выше чем у всасывающих установок (до $11 \text{ кг}/\text{кг}$), а также понижена потребляемая мощность и незначительно взаимовлияние режимов в соседних параллельных материалопроводах.

В размольном отделении в каждой из 2-х секций типового мукомольного завода производительностью 500 т/сутки обычно komponуют четыре пневмосети. Первые две пневмоустановки всасывающего типа, две другие работают в

нагнетающем режиме и предназначены для подачи компонентов продуктов размола в контрольный рассев.

Причем устройства, которые обеспечивают равномерное и достаточное смешивание продукта с воздухом и бесперебойную подачу смеси в продуктопровод, устанавливаются в начале пневмостоек под вальцевыми станками, а при наличии у последних встроенных приемных устройств пневмостойки непосредственно подсоединяются к патрубкам вывода аэросмеси вальцевого станка. Циклоны-разгрузители устанавливаются на последнем этаже мельницы и их количество соответственно равно числу стоек – для типовой мельницы 42 шт.

Следует отметить, что количество стоек, выбор марки пневмотранспортного и вентиляционного оборудования, естественно при проектировании зависит от конкретных условий и данных, которые формируются при изучении задания на строительство нового предприятия или при реконструкции мельниц с механического транспорта на пневматический.

Отрицательное влияние перераспределения воздуха между материалопроводами в значительной мере устраняется «глубоким» дросселированием, аналогично как при выравнивании давления в вентиляционной сети за счет дополнительного сопротивления шайб, диафрагм и задвижек.

8.5. Особенности расчета пневмотранспортных установок

Расчет пневмотранспортных установок, как и вентиляционных установок, базируется на законах аэродинамики. При расчете внутрицеховых ПТУ, которые в большинстве своем относятся к установкам среднего

давления (примерно 10000 Па) с колебаниями объемной массы в пределах 10 %, можно для практических целей допустить, что параметры воздуха соответствуют стандартному с плотностью $\rho = 1,2 \text{ кг/м}^3$, при температуре 20°C и относительной влажности 65%, давлении $P=101366 \text{ Па}$ (760 мм.рт.ст). Это обстоятельство значительно упрощает расчетную методику. Проектирование ПТУ включает расчет и выбор составных элементов пневмоустановок и расчет аспирационной части сети.

Цель расчета – выбор основных размеров установки и определение режима ее работы. В результате расчета необходимо определить диаметр продуктопровода, расход воздуха, общие потери давления в сети и выбрать основное оборудование пневмотранспортной установки (приемное устройство, разгрузитель, воздуходувную машину и т.д.).

Перед началом проектирования и расчета ПТУ зерноперерабатывающих предприятий необходимо наличие следующих схем и исходных данных: генплана предприятия (при проектировании межцеховой пневмоустановки); планы этажей и разрезов зданий цехов с расположением оборудования, коммуникационных линий; схемы технологического процесса подготовки и помола зерна; а также данные количественного баланса помола для определения нагрузки на материалопроводах и сведения о свойствах продуктов и энергоресурсов предприятия.

Исходными данными для расчета ПТУ являются: производительность для простой установки или нагрузка (G_p) на материалопроводах разветвленной пневмотранспортной сети, длина вертикального (l_v) и горизонтального продуктопроводов с наличием в них фасонных элементов, величина транспортирующей скорости воздушного потока в материалопроводах (v); коэффициент массовой концентрации смеси (μ).

Расчетную производительность для простой ПТУ с одним продуктопроводом определяют по формуле:

$$G_p = a \cdot \frac{G \cdot 1000}{24}, \text{ кг/ч,} \quad (8.1)$$

где a – коэффициент неравномерности (запаса), учитывающий особенности технологического процесса ($a = 1,2$ - для зерноочистительного отделения, $a = 1,15$ – для размольного отделения мельницы); G – эксплуатационная производительность (т/сутки).

Расчетные нагрузки (производительность) на материалопроводы размольного отделения мукомольного завода разветвленной ПТУ определяют по количественному балансу помола с учетом коэффициента неравномерности:

$$G_p = a \cdot G_{\bar{b}}, \quad (8.2)$$

где $G_{\bar{b}}$ – нагрузка на продуктопровод по количественному балансу.

Расчетные длины (l_b , l_r) материалопроводов определяют по чертежам проекта с учетом длины выпрямленных колен, переходов и других фасонных деталей.

Высоту подъема продуктов по вертикали определяют от уровня расположения приемного устройства до входа в разгрузитель.

Скорость движения воздушного потока в материалопроводах характеризует надежность работы ПТУ и ее экономичность. При увеличении скорости транспортирования v возрастает потребляемая мощность ПТУ и наблюдается травмирование и дробление продукта, а также износ составных элементов ПТУ. Однако уменьшение скорости v_t до скорости витания (v) частицы приводит к завалам материалопроводов.

Расчетная скорость воздуха v_p в материалопроводах зависит от скорости витания продукта v_b и определяется по формуле:

$$v_p = \varphi \cdot v_b$$

где φ – коэффициент, зависящий от протяженности трассы, концентрации и физико-механических свойств транспортируемого воздухом материала, принимается $\varphi = 1,25 \dots 2,5$ в зависимости от величины $V_{\text{вит}}$ частиц материала.

При большой концентрации и повышенной влажности транспортируемого материала φ принимает большие значения [23].

По данным ВНИИЗ расчетная скорость воздуха определена по выражению

$$V_p = k \cdot (10,5 + 1057 v_b),$$

где k – коэффициент устойчивого транспортирования, зависит от свойств материала.

Значения расчетной скорости для различных материалов определены и приведены в таблице 8.1.

Расчетные скорости движения воздуха в материалопроводе с учетом коэффициента, обеспечивающего устойчивое транспортирование (K) при колебаниях нагрузки и средней скорости витания частиц продукта v_b , даны в таблице 8.1.

Таблица 8.1

Параметры надежных транспортирований продукта

Продукт	Коэффициент	Средняя скорость v_b витания, м/с	Расчетная скорость воздуха в материалопроводе $v_p = K (10,5 + 1057 v_b)$ по данным ВНИИЗ
Зерно (пшеница)	1,5	9,8	24,0
Зерновые отходы	1,5	6,0	21,0

Мука (высший, I и II сорта)	1,8	1-1,2-1,3	20,0
Отруби пшеничные	1,5	2,5	18,0
Манная крупа	1,5	3,2	19,0
С I VI др. систем	1,5-1,7-1,7-1,7-1,5-1,5	5,5-3,8-3,0-2,0-2,0-2,0	21-21-21-20-18-18
С сортировочной машины	1,7	1,8	20
С 1 ... 3 ^й размольных систем	1,7	1,8	20
С 1 ... 3 ^й шлифовочных систем	1,7	3,0	21
С остальных размольных и шлифовочных системах	1,5	1,6	17
Крупки крупные	1,5	4,0	19
Схода с ситовеечной машины	1,5	3,0	19

Коэффициент концентрации смеси.
Транспортируемые по материалопроводу воздух и продукт образуют аэросмесь и обуславливает режим работы ПТУ. Различают массовую (μ) и объемную концентрации (φ_k) смеси, которые соответственно определяются через величины массового и объемного расхода продукта G_p воздуха G_v по следующим формулам:

$$\mu = \frac{G_p}{G_v}; \quad \varphi_k = \frac{Q_p}{Q_v} = \frac{G_p \cdot \rho_v}{G_v \cdot \rho_p} = \mu \cdot \frac{\rho_v}{\rho_p}, \quad (8.3)$$

где ρ_v и ρ_p - плотности продукта и воздуха, кг/м³.

Приняв для стандартного воздуха $\rho = 1,2$ кг/м³, можно определить количество воздуха, транспортирующего продукт в единицу времени:

$$G_v = \frac{G_p}{(1,2 \cdot \mu)}, \quad (8.4)$$

При расчетах ПТУ рекомендуют принимать для транспортирования отходов $\mu \leq 1$ (0,5 ... 1,0), для установок мукомольных и крупяных заводов - $\mu = 3,0$... 6,0, а для выгрузки зерна из судов и вагонов - $\mu = 25$... 30.

По объему расхода воздуха и расчетной скорости воздуха в материалопроводе определяют диаметр материалопровода (d). Полученные значения округляют до ближайшего стандартного значения диаметра $d_{ст}$, которое соответственно имеет в мм следующие значения: 76, 81, 85, 91, 98, 103, 105, 115, 119, 125, 133, 144, 150, 163, 173, 182, 192, далее пересчитывают коэффициент концентрации с учетом выбранного диаметра материалопровода.

Общие потери давления в ПТУ ($H_{п.с}$). Они складываются из потерь давления в отдельных ее элементах и вентиляционной части с учетом 10 % запаса по следующей формуле:

$$H_{п.с} = 1,1(H_M + H_{пр} + \Sigma H_z + H_{тр.см.в} + H_{тр.см.г} + H_{м.с} + H_{под} + H_{ц.р} + H_{с.у} + H_{в.ч}), \quad (8.5)$$

где H_M – потери давления в машине, присоединяемой к приемному устройству; $H_{пр}$ – потери давления в приемнике; ΣH_z – потери давления на разгон продукта после приемника и после отвода; $H_{тр.см.в}$ – потери давления на трение при пневмотранспортировании продукта (аэросмеси) в вертикальных материалопроводах; $H_{тр.см.г}$ – то же в горизонтальных материалопроводах; $H_{м.с}$ – потери давления в фасонных элементах ПТУ; $H_{под}$ – потери давления на подъем продукта; $H_{ц.р}$ – потери давления в разгрузителе; $H_{с.у}$ – потери давления в сужающем устройстве; $H_{в.ч}$ – потери давления в вентиляционной части ПТУ.

Особенности расчета ПТУ обуславливаются местом установки воздуходувной машины. В этой связи различают расчет всасывающих и нагнетающих пневмоустановок.

Существуют различные методы их расчета. Наиболее широко используются метод расчета по заранее выбранной величине массовой концентрации аэросмеси и метод располагаемого давления. Вышеуказанные расчеты для конкретных типов пневмотранспортных установок ведут в определенной последовательности в зависимости от выбранного метода.

8.6. Расчет всасывающих пневмотранспортных установок методом массовой концентрации

После формирования исходных данных следует определение длины вертикальных и горизонтальных продуктопроводов, выбора коэффициента концентрации смеси, параметров фасонных элементов пневмотранспортных установок и их количества, а также составление расчетной схемы рассчитывают пневмотранспортную установку в следующей последовательности.

Рассмотрим внутрицеховую ПТУ имеющую следующую расчетную схему. (рис.8.1).

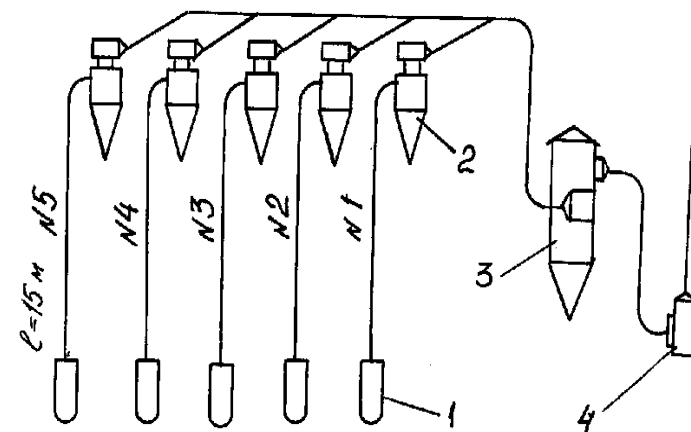


Рис.8.1. Схема пневмотранспортной установки размольного отделения мельницы

1 – приемные устройства типа «Сопло»; 2 – разгрузители; 3 – фильтр-циклон РЦИ; 4 – воздуходувная машина;

№1 ... №5 – номера стояков ПТУ.

Из расчетной схемы (рис.8.1) видно, что ПТУ имеет наименьшее количество отводов $n_{отв} = 1$, высота подъема продукта от приемного устройства до входа в разгрузителе равна 13,5 м.

Из количественного баланса помола (пример, приведенный в пособии /И.Я.Вайсман, И.Я.Грубиян/) имеем, что расчетные нагрузки с учетом коэффициента запаса на каждый материалопровод соответственно по номерам стояков имеют следующие значения (кг/ч) $G_{1р} = 5906$, $G_{2р} = 5071$, $G_{3р} = 3037$, $G_{4р} = 2301$, $G_{4р} = 3375$.

На примере расчета материалопровода №1 рассмотрим порядок расчета. Для удобства расчета ПТУ необходимо составить расчетную таблицу 8.2.

Выбираем рекомендуемые величины v и μ в зависимости от транспортируемого продукта. По таблице

8.1. скорость движения воздушного потока равна $v = 21$ м/с, а коэффициент массовой концентрации - $\mu = 3,5$ (см. вышеуказанные рекомендации). Эти данные вписываем соответственно в графы 3 и 4 таблицы 8.2. Для определения расхода воздуха в материалопроводе №1 воспользуемся формулой 8.4 и, подставляя числовые значения, получим $Q_{в1} = 1406$ м³/ч. Эту величину вписываем в графу 6 таблицы 8.2.

Определяем значение диаметра продуктопровода по следующему выражению $d = \sqrt{\frac{Q_{в1}}{v \cdot 3600}}$ и, подставляя числовые значения, получим $d_1 = 154$ мм. Полученное значение не соответствует стандартному диаметру, в этой связи, принимая ближайший стандартный диаметр $d = 150$ мм пересчитываем расчетное значение расхода воздуха $Q_{p1} = F \cdot v = 3600 \cdot 0,0177 \cdot 21 = 1338$ м³/ч и значение коэффи-

циента концентрации $\mu = \frac{G_{ip}}{Q_n} = \frac{5906}{1338 \cdot 1,2} = 3,6$. Эти значения соответственно записываем в графы 5,7,9 сводной таблицы 8.2.

Далее из таблицы 8.3 по соответствующему расходу воздуха подбираем разгрузитель ЦР-475, у которого площадь входа воздуха $F_{вх} = 0,0261$ м². Величина входной скорости у данного разгрузителя, определяемая по

выражению, равна $v_{вх} = \frac{1,1 G'_{ц.р.}}{3600 \cdot F_{вх}}$ соответственно равна $v_{вх}$

$= 15,7$ м/с. Потери давления в разгрузителе определяем по формуле $H_{разгр} = \xi \cdot \rho \cdot v_{вх}^2 \cdot 0,5$. С учетом входной скорости $v_{вх}$ и коэффициентов сопротивления ξ , которые соответственно равны для ЦР, ЦР_к, УЦ, ЗПА и БПС 4,5; 3,7; 20Д (м), 1,5 и 1,25, $H_{разгр} = 649$ Па.

Потери давления в приемном устройстве определяют по выражению $H_{np} = \frac{\xi_{np} \cdot \rho \cdot v^2}{0,5} = \xi_{np} \cdot H_q$. Коэффициент сопротивления ξ_{np} для приемников различных типов «Сопло», «Тройник», встроенных в вальцевой станок БВ типа «Сопло» при заборе продукта из насыпи, соответственно принимают равным 0,7; 1,5; 0,7; 1,8. При значениях $v = 21$ м/с и $\xi_{np} = 0,7$ потери давления в приемном устройстве равны $H_{np} = 189$ Па. С учетом потерь давления в машине $H_m = 150$ Па, которые принимаем из справочной литературы. Общие потери в вальцовом станке составят $H_{np} + H_m = 290$ Па.

Сводная расчетная таблица к расчету пневмотранспортной установки

Таблица 8.2

Номер по схеме	Расчетная нагрузка G_p , м/с	Скорость воздушного потока V , м/с	Коэффициент концентрации		Количество воздуха Q , м ³ /ч		Диаметр материалопровода d , мм		Длина материалопровода l , м	Потери на трение на 1 м длины R_4 , Па	Потери на трение $H_4 = R \cdot l$, Па
			предварительная	расчетная	предварительная	расчетная	предварительная	расчетная			
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1	5906	21	3,5	3,6	1406	1338	150	154	15	32,0	480
2	5071	20	3,4	3,33	1267	1272	150	148	15	29,1	436
3	3037	19	3,0	3,00	843	843	125	125	15	39,0	585
4	2301	19	3,5	3,50	548	546	100	103	15	49,6	744
5	3375	20	4,0	3,75	704	749	112	115	15	40,2	603

Коэффициент трения, k	Потери на трение $N_{\text{тр}} = N_4(1+k \cdot \mu)$	Потери в отводе $N_{\text{отв}}$, Па	Коэффициент потерь на разгон i_p , Па·т/ч	Потери				
				на разность N_p , Па	в приемнике $N_{\text{пр}}$, Па	на подъем $N_{\text{под}}$, Па	в разгрузке $N_{\text{рд}}$, Па	Σ сумма всех потерь
13	14	15	16	17	18	19	20	21
0,459	1312	549	310	1829	290	626	679	4659
0,488	1131	473	290	1450	270	574	560	4458
0,408	1277	308	400	1200	255	520	640	4200
0,302	1488	442	590	1357	254	609	500	4650
0,334	1200	560	500	1650	270	661	670	5011

Потери давления при разгоне продукта после приемного устройства определяют по следующему выражению $N_{\text{разгона}} = i \cdot G$, где i – потери давления на разгон 1 т/ч «грубых» продуктов, которые берем по таблице 8.5. Потери на разгон продукта составят $N_{\text{разгона}} = 310 \cdot 5,9 = 1829$ Па.

Потери давления на разгон продукта после отвода в горизонтальном участке определяем по формуле $N_{\text{разгона}} = \Delta y \cdot i \cdot G$, где Δy – коэффициент, зависящий от величины центрального угла отвода, отношения радиуса отвода к диаметру продуктопровода и длины прямолинейного участка за отводом (таблица 8.4).

Таблица 8.3

Таблица размеров разгрузителей ЦР, ЦРК и УЦ

Марка	Q, м ³ /ч	Размеры, мм				
		D	A	a	b	F (a×b)
ЦР-200	166...300	200	888	117	42	0,0046
ЦР-225	296...380	225	993	132	47	0,0059

ЦР-250	356...470	250	1096	147	52	0,0073
ЦР-275	445...570	275	1209	162	57	0,0088
ЦР-300	530...680	300	1305	177	62	0,0005
ЦР-325	623...800	325	1410	192	67	0,0124
ЦР-350	705...907	350	1518	197	72	0,0140
ЦР-375	815...1047	375	1615	217	77	0,0161
ЦР-400	928...1190	400	1728	232	82	0,0184
ЦР-425	1050...1350	425	1825	247	87	0,0208
ЦР-450	1180...1515	450	1938	262	92	0,0234
ЦР-475	1320...1690	475	2035	277	97	0,0261
ЦР-500	1460...1880	500	2148	292	102	0,280
ЦРК-300	330...475	300	1000	110	60	0,066
ЦРК-350	460...570	350	1000	125	70	0,088
ЦРК-400	580...770	400	1000	145	80	0,0116
ЦРК-450	760...990	450	1000	160	90	0,0146
ЦРК-500	980...1220	500	1000	180	100	0,0180
ЦРК-550	1200...1400	550	1000	200	115	0,0239
ЦРК-600	1550...1700	600	1000	215	125	0,0259
ЦРК-650	1700...2000	650	1300	235	135	0,0317
ЦРК-700	1950...2200	700	1400	250	145	0,0352
ЦРК-750	2100...2400	750	1500	270	165	0,0445
УЦ-250	140...190	250	825	62	62	0,0036
УЦ-300	200...245	300	980	75	75	0,0056
УЦ-350	280...335	350	1135	88	88	0,0077
УЦ-400	360...435	400	1290	100	100	0,01
УЦ-450	450...542	450	1445	112	112	0,01270
УЦ-500	560...675	500	1600	125	125	0,0156
УЦ-550	685...675	550	1755	138	138	0,0189
УЦ-600	810...970	600	1910	150	150	0,0225
УЦ-650	945...1135	650	2065	162	162	0,0264
УЦ-700	1000...1325	700	2220	175	175	0,0306

Ввиду того, что прямых участков за отводом в нашем случае нет, то $H_{\text{разгона}} = 0$.

Потери давления на трение при движении аэросмеси в прямолинейных участках вертикального продуктопровода определяют по зависимости:

$$H_{\text{тр.с.м.в}} = H_4(1 + K_{\varepsilon} \cdot \mu_0) = R \cdot l(1 + K_{\varepsilon} \cdot \mu_0),$$

где R, K_{ε} приняты из таблицы 8.5, а высота подъема l - из расчетной схемы рисунка 8.1, а расчетный коэффициент концентрации μ_1 - из таблицы 8.2 (графа 5).

Таблица 8.4

Потери давления в отводах на чистом воздухе
при $\alpha = 75 \dots 90^\circ$

v_p , м/с	r , мм	D , мм						
		56 ... 66	72 ... 81	85 ... 98	103 ... 115	119 ... 125	133 ... 163	173 ... 192
18	1000	160	120	100	80	70	-	-
	1500	240	180	150	120	100	90	70
	2000	320	230	190	150	130	110	90
19	1000	180	140	110	90	80	-	-
	1500	270	200	160	130	110	100	80
	2000	350	260	210	170	140	130	100
20	1000	200	150	130	100	90	-	-
	1500	300	220	180	140	120	110	90
	2000	390	290	240	190	160	14	110
21	1000	220	170	140	110	100	-	-

Продолжение таблица 8.4

	1500	330	240	200	160	140	120	90
	2000	430	320	260	210	160	150	120
22	1000	250	180	150	120	110	-	-
	1500	360	260	220	170	130	130	100
	2000	470	350	280	230	190	170	130
23	1000	270	200	170	130	120	-	-
	1500	390	290	240	190	160	140	110
	2000	520	380	310	250	210	190	140
24	1000	290	220	180	150	130	-	-
	1500	430	310	260	210	180	160	120
	2000	560	410	340	270	230	200	150

D – внутренний диаметр продуктопровода; r – радиус закругления отвода.

Потери давления в отводе определяют по формуле:
 $H_{\text{отв.с.м}} = H_{\text{отв.ч}}(1 + K_{\text{отв}} \cdot \mu)$, где $H_{\text{отв.ч}}$ - потери давления в отводе при перемещении чистого воздуха (определяем по таблице 8.4). При $v = 21$ м/с диаметр продуктопровода $d = 150$ мм и радиус закругления отвода $r = 1500$ мм и $H_{\text{отв.ч}} = 120$. Далее, принимая из таблицы 8.5 $K_{\text{отв.гр}} = 0,993$, который соответствует переходу направления движения аэросмеси с вертикального на горизонтальное, определяем числовое значение потерь давления в отводе $H_{\text{отв.с.м}} = 549$ Па.

Потери давления на подъем продукта по вертикали определяем по формуле $H_{\text{под}} = \rho \cdot g \cdot \mu \cdot h$, где h – высота подъема продукта от точки приема до входа в разгрузителе, м; g – ускорение свободного падения, равно $9,8$ м/с²; ρ – удельная плотность воздуха, равен $1,2$ кг/м³. Подставляем числовые значения, определяем потери давления на подъем продукта, которые соответственно равны $H_{\text{под}} = 626$ Па. Полученные значения потерь давления заносим в таблицу 8.2, в соответствующие графы 14,15,17,18,19 и 20.

Общие потери давления в пневмотранспортной установке при суммировании вышеперечисленных граф составят $H_{пт}=190+100+1829+1312+549+626=4606$ Па.

Аналогично определяем потери давления в остальных пневмотранспортерах и данные расчета записываем в соответствующие графы таблицы 8.2. Сравнительный анализ полученных значений, свидетельствует о том, что пневмотранспортер №5 имеет наибольшие потери давления, которые равны $H_{пт} = 5011$ па. В этой связи данный продуктопровод принимаем за магистральный участок пневмотранспортерной сети, а остальные пневмотранспортеры интерполируем за счет дополнительных сужающих устройств.

Для определения общих потерь давления в пневмотранспортной установке необходимо учитывать потери давления в вентиляционной части. Последний рассчитываем по методике, описанной выше в данном пособии. В нашем случае $H_{в.ч} = 3535$ Па.

Расчетное давление для подбора воздуходувной машины с учетом вентиляционной части определяем по следующему выражению $H_p=1,1(H_{пт}+H_{в.ч})$, а количество воздуха, поступающего в воздуходувную машину, с учетом подсоса воздуха в фильтры и 5 % запаса выбираем по выражению $Q_s = 1,05(Q_\phi + \Delta Q_\phi)$, где Q_ϕ - общее количество воздуха Σ (граф 7); ΔQ_ϕ - количество воздуха, подсасываемого в фильтре, м³/ч.

Подставляя числовое значение, получим:

$H_p = 1,1(5011+3535) = 8546$ Па, $Q_s = 1,05(5030+600) = 5891$ м³/ч.

Давление, развиваемое турбовоздуходувной машиной и определяемое по выражению

$$H_s = \frac{H_p}{(1 - \frac{H_p}{101300})}, \text{ равно } 9333 \text{ Па.}$$

Потребная мощность для привода турбовоздуходувной машины определяется по формуле $N_s = \frac{Q_s \cdot H_p}{36 \cdot 10^5 \cdot \eta_s \cdot \eta_n \cdot \eta_{под}}$,

где $\eta_n \cdot \eta_{под}$ - соответственно КПД воздуходувной машины, передачи и подшипников $\eta_s = 0,78$; $\eta_n = 0,98$; $\eta_{под} = 0,98$.

Подставляя числовые значения, получим $N_s = 18,7$ кВт.

Таблица 8.5

Таблицы ЦНИИ промзернопроекта для расчета продуктопроводов при пневмотранспорте зерна и продуктов размола

D, мм	Q _в , м ³ /ч	R ₁ , Па/м	R ₂ , Па/м	i _г , (Па- ч)/т	i _м , (Па- ч)/т	K _з	K _г	K _м	K _{г.гор}	K _{м.гор}	K _{отв.з}	K _{отв.г}	K _{отв.м}
56	186	117,8	131,8	2210	2390	0,357	0,066	0,044	0,168	0,137	0,453	0,371	0,263
60	214	100,0	120,6	1920	2080	0,410	0,083	0,055	0,180	0,147	0,485	0,397	0,222
66	258	88,7	106,8	1590	1720	0,438	0,109	0,072	0,198	0,162	0,534	0,437	0,310
72	308	79,5	95,5	1340	1450	0,467	0,134	0,088	0,216	0,176	0,522	0,477	0,338
76	343	74,3	89,2	1190	1300	0,488	0,150	0,099	0,228	0,186	0,615	0,503	0,337
81	389	68,6	82,3	1060	1140	0,515	0,170	0,113	0,244	0,198	0,659	0,536	0,380
85	429	64,0	77,4	960	1040	0,528	0,188	0,124	0,256	0,208	0,688	0,563	0,399
91	491	59,3	70,9	840	900	0,550	0,213	0,142	0,274	0,233	0,736	0,603	0,427
98	570	54,1	64,6	720	780	0,584	0,242	0,160	0,295	0,240	0,793	0,649	0,460
103	630	50,9	60,6	650	710	0,605	0,263	0,174	0,310	0,252	0,833	0,682	0,484
108	691	48,0	57,1	590	640	0,625	0,284	0,188	0,325	0,265	0,874	0,715	0,507

Продолжение таблица 8.5

115	785	44,4	52,8	520	570	0,661	0,313	0,209	0,346	0,282	0,930	0,762	0,540
119	840	42,5	50,5	490	530	0,682	0,330	0,220	0,358	0,292	0,962	0,788	0,560
125	928	40,0	47,5	440	480	0,702	0,355	0,237	0,376	0,306	1,010	0,828	0,588
133	1050	37,1	43,7	390	420	0,736	0,388	0,259	0,400	0,326	1,075	0,881	0,624
144	1230	33,6	39,7	330	360	0,781	0,434	0,289	0,433	0,353	1,164	0,954	0,677
150	1375	32,0	37,8	310	330	0,803	0,459	0,306	0,451	0,367	1,213	0,993	0,705
163	1576	28,8	34,1	260	280	0,895	0,513	0,342	0,490	0,399	1,318	1,079	0,766
173	1775	29,8	31,6	230	250	0,885	0,555	0,370	0,520	0,428	1,399	1,146	0,813
182	1955	25,2	29,7	210	230	0,918	0,593	0,395	0,547	0,446	1,472	1,205	0,855
192	2187	23,6	27,8	190	200	0,956	0,634	0,423	0,577	0,470	1,544	1,271	0,903

Q_v – расход воздуха, м³/ч; R_1 – потери давления на единицу длины (Па/м) при движении чистого воздуха в трубах с шероховатостью 0,1 мм (рекомендуется для расчета продуктопроводов зерноочистительных отделений); R_2 – то же самое, шероховатостью 0,2 мм (рекомендуется для расчета продуктопроводов размольных отделений); i_r – потери давления на разгон (Па) для зерна и «грубых» продуктов в расчете на 1 т/ч; i_m – то же самое, для «мягких» продуктов; K_z , K_g , K_m – коэффициенты, соответственно для зерна, «грубых» продуктов и «мягких» продуктов; $K_{отв.з}$, $K_{отв.г}$, $K_{отв.м}$ – коэффициенты потерь давления в отводе, соответственно для зерна, «грубых» и «мягких» продуктов. Скорость воздушного потока 21 м/с, динамическое давление 269,7 Па.

Глава 9. МОНТАЖ ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ И ПНЕВМОТРАНСПОРТНЫХ УСТАНОВОК

Анализ выполнения хоздоговорных работ, выполненных по проектированию и монтажу вентиляционных и пневмотранспортных установок по хоздоговорам с зерноперерабатывающими и пищевыми предприятиями Республики Бурятия и Иркутской области в период 1970...1996 гг., позволяют обобщить опыт практической работы по монтажу на основе известных правил по литературным источникам и изложить в краткой форме основные рекомендации.

9.1. Организационно-технические основы

Подготовка и ведение монтажа установок включают изучение технической документации и проекта организации и ведения монтажа (сокращенно ППР – проект производства работ) или составленной технологической записки (в виде сокращенного ППР для объектов со сметной стоимостью, например, 10 тыс.руб). В ППР должны найти решение последовательность и выбор методов безопасного ведения монтажных работ; проверку по комплекточным ведомостям и проектным спецификациям обеспеченности объекта оборудованием; прием объекта для ведения монтажных работ по компоновочным и установочным чертежам.

На стадии проектирования различают следующие виды контроля монтажной документации: **экспертный контроль** предназначен для оценки обоснованности и целесообразности принятых конструктивно – технологических решений по изготовлению и сборке элементов вентиляционных и пневмотранспортных систем;

технический контроль, при котором проверяют согласованность привязочных, присоединительных и установочных размеров; **производственный контроль** - для оценки технологичности принятых конструкций элементов системы с позиций приспособленности их форм и размеров производственно-техническим возможностям централизованного изготовления; **нормоконтроль** - для проверки соблюдения требований ЕСКД и нормативно-технической документации (стандартов, нормалей и технических условий).

Проект производства работ (ППР) составляют на основе чертежей и монтажных нормалей, строительных норм и правил (СНиП), инструкций, указателей и технических условий по строительному производству (СН), технических правил по экономному расходованию основных строительных материалов (ТП101-70), санитарных норм проектирования промышленных предприятий (СН-245-71).

В ППР должна быть предусмотрена система операционного контроля (визуального, инструментального) качества монтажных работ.

В пояснительной записке к ППР должны быть обоснованы такие технико-экономические показатели, как сметная стоимость и трудоемкость работ, численность монтажного персонала в комплексных бригадах, выработка одним рабочим в денежном и натуральном выражении, калькуляция трудовых и денежных затрат на монтаж, план механизации и повышения производительности труда, снижения себестоимости работ.

В соответствии с ГОСТ 2.114-70 ЕСКД на все элементы вентиляционных установок заводского изготовления разрабатывают технические условия, которые включают: технические требования, методы контроля

(испытаний) и правила приема; требования транспортированию и хранению изделий; указания по монтажу, эксплуатации и ремонту.

Сформулированные в технических условиях требования, являющиеся совокупностью показателей, норм, положений и правил, следует реально учитывать при разработке технологических карт ведения монтажных работ.

9.2. Монтаж оборудования установок

Монтаж вентилятора. Вентиляторы по своим характеристикам должны соответствовать проекту, быть исправными и обеспечивать устойчивость и относительно бесшумную работу с минимальным потреблением энергии при заданном объеме, расходе и давлении воздуха.

Вентилятор снабжают паспортом завода – изготовителя. К нему, кроме аэродинамической характеристики, прикладывают результаты испытаний рабочего колеса на механическую прочность при окружной скорости для вентиляторов низкого, среднего и высокого давления соответственно 50, 60 и 100 м/с.

Рабочее колесо на валу должно быть надежно закреплено с фиксированием через пружинную шайбу гайкой с разводным шплинтом. Кожух вентилятора должен быть герметичным и без вмятин, концентрично рабочему колесу расположен входной патрубок и уплотнен радиальный зазор ($\delta \leq 2\text{мм}$), образуемый в боковой стенке кожуха при проходе вала. Допускаемый осевой и радиальный зазоры между кромками переднего диска и входного патрубка - 1% от диаметра рабочего колеса.

Приему подлежит и место установки вентилятора с обязательной проверкой размеров и привязки фундамента

или постаментов к строительным элементам здания согласно проекту.

Согласно СН и П 11-Б.7-70 «Фундаменты машин с динамическими нагрузками. Нормы проектирования» к постоянной нагрузке на фундамент относят вес вентилятора, двигателя, собственный вес фундамента. динамическую нагрузку на фундамент, горизонтальную $P_r(H)$ и вертикальную $P_v(H)$, которые определяют по выражениям:

$$P_r = 0,8 \cdot 10^{-2} (K_d)_r a G_{pk} n,$$

$$P_v = 0,8 \cdot 10^{-2} (K_d)_v a G_{pk} n,$$

где $(K_d)_r = 2$ – коэффициент динамичности для всех частот вращения рабочего колеса вентилятора;

$(K_d)_v$ – коэффициент динамичности, который принимают равным 10, 6 и 3 соответственно при $n > 1500$; $n = 150-500$ и $n < 500$ об/мин;

a – коэффициент, значение которого равно 0,20; 0,15; 0,10 соответственно при $n > 750$, $n = 750-500$ и $n < 500$ об/мин;

G_{pk} – вес рабочего колеса вентилятора, Н.

Монтаж вентилятора осуществляют в следующей последовательности: размечают базу для установки основания вентиляционного агрегата-вентилятора и электродвигателя; укомплектовывают и устанавливают основания (рамы, виброизоляторы, салазки или поворотную плиту); поднимают и устанавливают вентилятор и электродвигатель с выверкой их горизонтальности и вертикальности посредством рамного уровня; закрепляют элементы агрегата и проводят контрольную проверку горизонтальности и вертикальности его установки при допусках: в плане и по высоте ± 5 мм, на негоризонтальность – $\pm 0,1$ мм/м.

Вентилятор относят к изделиям IV класса, т.е. с нечувствительным к гармоническим колебаниям

основанием; допустимые амплитудные значения скорости контрольных точек – более 4 мм/с (при $f = 10 \dots 100$ Гц) и ускорения – более 250 мм/с² (при $f = 1 \dots 10$ Гц).

Расчет и выбор виброизоляторов выполняют по существующей методике //.

Монтаж воздуховодов. По существующим нормам воздуховоды вентиляционных систем выполняют круглого ($D = 100 \dots 1600$ мм) и прямоугольного ($D = 100 \times 160 \dots 1600 \times 2000$ мм) сечений. Для изготовления воздуховодов круглого сечения используют тонкостенную сталь толщиной 0,55; 0,7; 0,8; 1,0 мм соответственно для диаметров 100...450; 500...800; 900...1000; 1120...1600 мм. Для изготовления воздухопроводов прямоугольного сечения используют листовую сталь толщиной 0,7 мм (для размеров $100 \times 160 \dots 400 \times 400$ мм), 1,0 мм (для размеров $400 \times 400 \dots 1600 \times 2000$ мм). Длина звеньев должна быть не менее 2 м. Для изготовления фланцев используют полосовую сталь 25*4 мм, угловую 25*25*3 и 25*25*4 мм. Фасонные части выполняют с такими параметрами: отводы – радиусом $2D$, тройники – с углом слияния потоков 30 и 45°, переходы – с углом раствора 15-30°. В воздуховодах прямоугольного сечения радиус кривизны отвода принимают равным ширине воздухопровода.

В направлении от вентилятора намечают последовательность монтажа блоков, учитывая целесообразность прокладки горизонтальных участков воздухопроводов параллельно строительным конструкциям здания, а воздуховодов на участке машина – пылеотделитель – вертикально или под углом 60° к горизонту.

Если отсутствуют закладные элементы для крепления воздухопроводов, то используют специальные монтажные приспособления. В ряде случаев детали крепления воздухопроводов к бетонным конструкциям, к кладке из

кирпича фиксируют дюбелями, используя для этого строительно-монтажный пистолет.

Места установки креплений размечают, руководствуясь указаниями проекта. Вертикальные воздухопроводы крепят через 3-4мм, но не менее чем в двух местах в пределах этажа. Расстояние прокладываемых воздухопроводов и фланцевых соединений между собой, до потолка и стен должно быть не менее 100мм, до электропроводок – не менее 300мм. При прокладке воздухопровода вдоль строительных конструкций, плоскости которых смещены на величину h , применяют утки, длина которых $l \geq 2h$, а величина смещения осевой линии воздухопровода – $l=h$. При монтаже применяются типовые конструкции подвесок для воздухопроводов.

Монтаж пылеотделителей. Циклоны монтируют на напольных и подвесных металлических и железобетонных станинах внутри зданий или на площадках и кронштейнах, расположенных снаружи стен, а также непосредственно на кровлях.

Первоначально монтируют поддерживающие конструкции, на которых затем устанавливают циклоны. Фланцевые соединения на циклонах уплотняют прокладками, обеспечивающими их высокую герметичность.

Групповые циклоны 4БЦШ, УЦ, а также разгрузители ЦР и ЦРК снабжают шлюзовыми затворами и пылепроводами. Грузовые клапаны в наклонном пылепроводящем самотеке устанавливают так, чтобы шарнирные оси их были горизонтальны, а длина свободновисящего клапана была больше высоты вертикального сечения пылепровода.

Для предотвращения значительных присосов воздуха барабан шлюзового затвора устанавливают в корпусе с

минимальным зазором (0,05мм) и без осевого смещения. Торцевые крышки уплотняют подвижными войлочными кольцами, а фланцевые и болтовые соединения надежно герметизируют. Для предотвращения заклинивания ротора пылью в приемном патрубке затвора устанавливают направляющую воронку. Для периодической очистки затвора от налипающей пыли используют продувочные каналы, нормально закрываемые пробками.

Монтаж средств обслуживания установок. Монтаж устройств для эксплуатационного обслуживания и контроля вентиляционных и пневмотранспортных систем сводится к установке необходимого количества легкодоступных смотровых (очистных) люков, прозрачных смотровых вставок, герметизированных отверстий для аэрометрирования.

Люки устанавливают в нижней части горизонтальных воздухопроводов через каждые 3-4м и в местах возможного скопления пыли (материала).

Люки следует изготавливать так, чтобы они были герметичны, легко перемещались в пазах и не образовывали выступов в воздуховоде. На вертикальных участках расстояние между контрольными люками не должно превышать 10м, причем в пределах одного этажа располагают не менее одного люка в удобных для обслуживания местах.

Дросселирующие приспособления вентиляционных систем, основными из которых являются герметичные задвижки, устанавливают на вертикальных воздухопроводах на высоте не более 1,2...1,5м.

Электроприводы вентиляторов блокируют с аспираторным оборудованием так, чтобы вентиляторы могли включаться на 15 секунд раньше, чем оборудование, и выключаться через 2-3 мин после остановки оборудования.

ЛИТЕРАТУРА

1. Алибеков Амангельды. Совершенствование циклонов для очистки воздуха от элеваторной пыли: Автореферат дис.. канд. техн. наук /МТИПП.-М., 1985.-24 с.
2. А.С. 878841 (СССР). Устройство для обеспыливания мешков /Н.А.Урханов, А.Ф.Емельянов.-Опубл. в Б.И., 1981, №1, МКИ.
3. Вайсман И.Я, Грубиян И.Я. Вентиляционные и пневмотранспортные установки.-3-е изд., перераб. и доп. - М.: Колос, 1984. - 367 с.
4. Валуцкий М.А. Эксплуатация аспирационных сетей с тканевыми фильтрами ФБ. – Обзор информ. Сер.мук.круп-пром-ть /ЦНИИТЭИ Минзага СССР. 1973. - 44 с.
5. Вентиляционные установки зерноперерабатывающих предприятий /Под ред.А.М.Дзядзю.-3-е изд., перераб. и доп. –М.: Колос, 1974. - 400 с.
6. Веселов С.А.- Практикум по вентиляционным установкам: Учебное пособие для ВТУЗов.-2-е изд., перераб.и доп. – М.: Колос, 1982. - 255 с.
7. Веселов С.А. Проектирование вентиляционных установок предприятий по хранению и переработке зерна. - М.: Колос, 1974. - 228 с.
8. Володин Н.Ш., Дасторных М.Т., Кривошеин А.И. Справочник по аспирационным и пневмотранспортным установкам.- М.: Колос, 1984.- 288 с.
9. Внутренние санитарно-технические устройства: В 2-х ч 4.2. Вентиляция и кондиционирование воздуха /Под.ред. И. Г.Старовойтова.-2-е изд.,перераб.,и доп.-М. : Стройиздат, 1977. - 502 с.
10. Альбом нормалей оборудования аспирационных и пневмотранспортных установок: Вентиляторы, трубо-

воздуходувки и нагнетатели. Раздел 1, № 5956/175. - М.:Гос.изд-во Промзернопроект, 1983. - 52 с.

11. Альбом нормалей оборудования аспирационных и пневмотранспортных установок: Разное оборудование. Раздел 1, № 5956/177.-М. : Гос.изд-во Промзернопроект, 1983. – 63 с.

12. Альбом нормалей оборудования аспирационных и пневмотранспортных установок: Пылеотделители и разгрузители. Раздел III. № 5956/127. – М.: Гос.изд-во Промзернопроект, 1979. – 57 с.

13. Альбом технологических нормалей высокопроизводительного мельничного оборудования: В 3-х ч. Ч.2. № 8722-1. – М.: Гос. изд-во Промзернопроект, 1982. - 209 с.

14. Альбом технологических нормалей высокопроизводительного мельничного оборудования. Ч.3. № 8722 – М.: Гос.изд-во Промзернопроект, 1982. - 136 с.

15. Дорфман М.Х. Пневматический транспорт зерна и продуктов его переработки. – М.: Хлебиздат, 1960. – 232 С.

16. Донин Л.С. Справочник по вентиляции в пищевой промышленности. - М.: Пищевая пром-сть, 1977.- 352 с.

17. Дмитрук Е.А., Володин Н.П. Аспирация комбикормовых заводов. - М.: Колос, 1976.- 175 с.

18.Демский А.Б., Птушкин Г.Е., Борискин М.А.Комплектное оборудование мукомольных заводов. - Агропромиздат, 1985. - 215 с.

19. Дзядзю А.М., Кеммер А.С. Пневматический транспорт на зерноперерабатывающих предприятиях. – М.: Колос, 1967.

20. Зуев Ф.Г. Пневматическое транспортирование на зерноперерабатывающих предприятиях. - М.: Колос, 1976. - 344 С.

21. Кривошеин А.М. Наладка пневматических устройств на зерноперерабатывающих предприятиях. – М.: Колос, 1972.

22. Мухин В.В., Кондиционирование воздуха в пищевой промышленности. - М.: Пищепромиздат, 1963. - 458 с.

23. Проценко Г.И., Анфалов В.А. Вентиляционные и пневмотранспортные установки зерноперерабатывающих предприятий. - М.: Изд-во Приор, 2000. - 95 С.

24. Полуторнова Т.И., Шведова А.В., Литинский А.М. Производственная санитария и санитарно-технические устройства предприятий пищевой промышленности. – М.: Пищевая промышленность, 1979. - 318 с.

25. Правила техники безопасности и производственной санитарии на предприятиях, в организациях и учреждениях министерства заготовок СССР. - М.:ЦНИИТЭИ, минзага СССР, 1976. - 184 с.

26. Санитарные нормы проектирования промышленных предприятий СН 245-71. - М.: Госстройиздат, 1972. - 97 с.

27. Сегеда Д.Г., Дашевской В.Ш. Охрана труда в пищевой промышленности. - Легкая и пищевая промышленность, 1983. - 344 с.

28. Турбин Б.Г. Вентиляторы сельскохозяйственных машин. - Л.: Машиностроение, 1968. - 159 с.

29. Урханов Н.А. Методическое пособие по курсовому и дипломному проектированию вентиляционных установок (для студентов специальностей 0517 и 1001). /ВСТИ. - Улан-Удэ, 1975. – 53 с.

30. Ушаков С.Г., Зверев Н. И. Инерционная сепарация пыли. - М.: Энергия, 1974. С.6 -15.

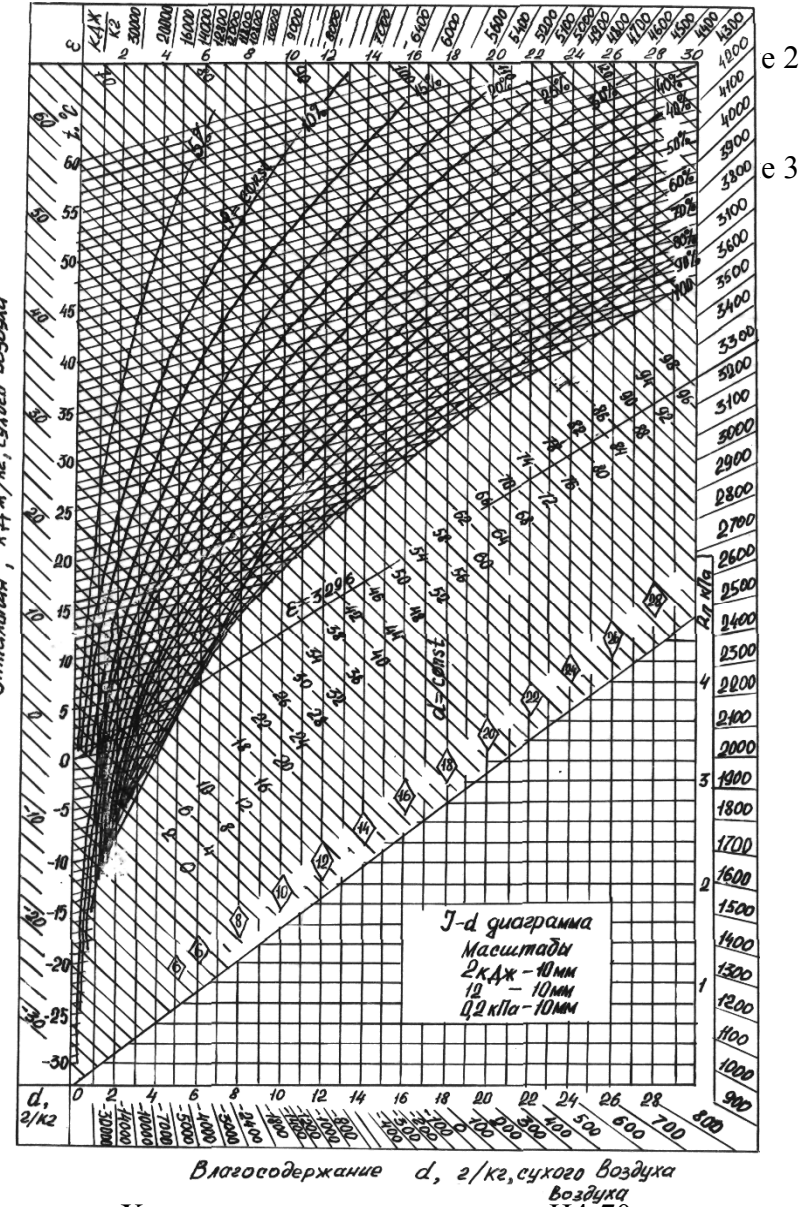
31. Указания по проектированию аспирационных установок комбикормовых заводов. - М. :ЦНИИТЭИ, минзага СССР, 1985.-132 с.

Приложение 1

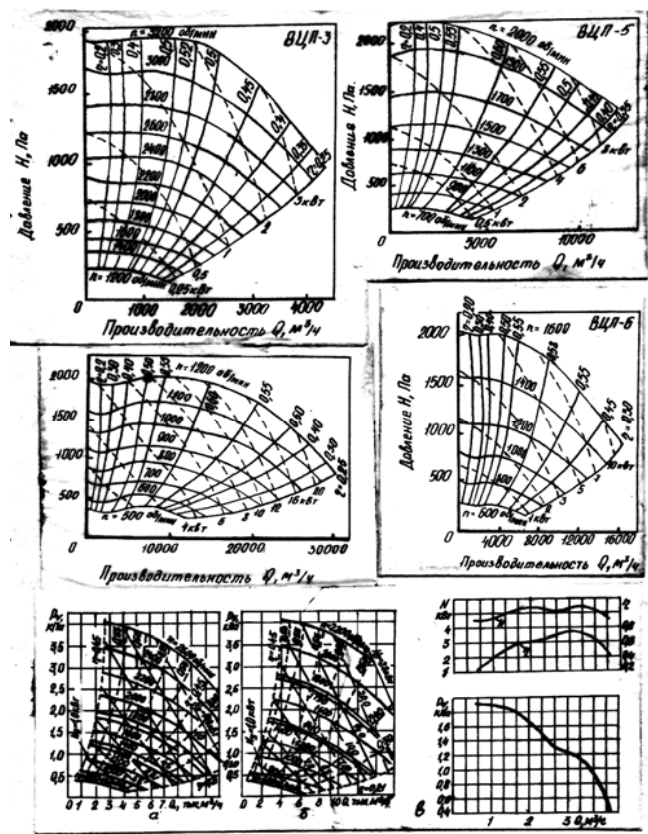
Отношение объема влажного воздуха к массе сухой его части, м³/кг

Температура воздуха, °С	Относительная влажность, %										
	100	90	80	70	60	50	40	30	20	10	5
-15	0,7472	0,7470	0,7469	0,7468	0,7467	0,7465	0,7464	0,7463	0,7462	0,746	0,7459
-10	0,7624	0,7622	0,7620	0,7618	0,7616	0,7614	0,7612	0,7610	0,7608	0,7606	0,7604
-5	0,7780	0,7776	0,7773	0,7770	0,7767	0,7764	0,7761	0,7758	0,7754	0,7751	0,7748
0	0,7941	0,7937	0,7932	0,7927	0,7925	0,7922	0,7912	0,7907	0,7902	0,7897	0,7895
5	0,8108	0,8101	0,8094	0,8087	0,8087	0,8073	0,8065	0,8058	0,8057	0,8044	0,8037
15	0,8472	0,8457	0,8442	0,8427	0,8413	0,8398	0,8384	0,8369	0,8255	0,8340	0,8326
20	0,8675	0,8654	0,8633	0,8613	0,8592	0,8572	0,8551	0,8531	0,8511	0,8491	0,8481
25	0,8899	0,8870	0,8841	0,8812	0,8783	0,8755	0,8727	0,8698	0,8670	0,8643	0,8615
30	0,9151	0,9110	0,9070	0,9030	0,8990	0,8951	0,8912	0,8873	0,8835	0,8797	0,8760
35	0,9438	0,9362	0,9327	0,9272	0,9217	0,9164	0,9111	0,9058	0,9006	0,8955	0,8929
40	0,9775	0,9697	0,9620	0,9545	0,9471	0,9398	0,9326	0,9265	0,9189	0,9116	0,9082
45	1,0175	1,0068	0,9963	0,9860	0,9759	0,9660	0,9563	0,9468	0,9375	0,9283	0,9193
50	1,066	1,051	1,037	1,023	1,009	0,997	0,983	0,97	0,958	0,946	0,934
60	1,204	1,175	1,147	1,120	1,095	1,070	1,047	1,024	1,003	0,982	0,963
70	1,445	1,382	1,324	1,271	1,222	1,175	1,134	1,095	1,058	1,024	0,992
80	1,950	1,788	1,651	1,534	1,431	1,342	1,262	1,192	1,129	1,072	1,046
90	3,566	2,882	2,418	2,081	1,826	1,627	1,466	1,334	1,224	1,13	1,088
100	10,925	5,455	3,632	2,72	2,173	1,808	1,547	1,352	1,20	1,136	1,078
150	12,322	6,155	4,100	3,072	2,456	2,045	1,751	1,531	1,36	1,288	1,223
200	13,736	6,864	4,574	3,428	2,741	2,263	1,956	1,711	1,52	1,44	1,367

Энтальпия, кДж/кг, сухого воздуха



Характеристика вентиляторов Ц4-70



Характеристики вентиляторов серии ВЦП:

а- В-ЦП7--5-01 (02); б- В-ЦП7-40-01 (02); в- В 0-5

Количество отсасываемого воздуха и потери давления
при аспирации машин мукомольных заводов
на комплектном высокопроизводительном оборудовании

Оборудование	Количество отсасываемого воздуха, м³/мин	Гидравлическое сопротивление	Скорость воздуха после отсасывающего патрубка, м/с	Размеры отсасывающего патрубка, мм
1	2	3	4	5
Зерноочистительное отделение				
Триеры А9-УТК-6, А9-УТО-6	12,0	250	7,9	120·180 h = 125
Сепаратор А1-БИС-12: ситовой кузов	10,0	150	8,3	175·160 h = 160
Сепарирующий канал	15,0	180	*9,6	(950·80·315) h = 500
Осадитель горизонтальный	55,0	120	9,2	350·355 h = 100
Аспиратор РЗ-БАБ: прием зерна	6,0	200	10,5	11 = 120
Аспирирующий канал	80,0	700	10,6	(950·80·355) h = 400
Автоматические весы: АВ-50-33	10,0	170	8,3	110·160 h = 100
для зерна	5,0	350	8,8	75·110 h = 80
Камнеотделительная машина РЗ-БКТ	80,0	600	13,5	350·355 h = 55
Обоечные машины: РЗ-БМО-12	5,0	100	8,7	115·110 h = 50
РЗ-БМО-6	5,0	100	8,7	115·110 h = 50
Шлюзовый питатель РЗ-БШМ	2,0	100	4,2	120·100 h = 100
Винтовые конвейеры:				
РЗ-БКШ-100	3,0	170	6,4	(200·110)·

				100 h = 200
РЗ-БКШ-160	4,0	200	7,0	(200·110)· 110 h = 200
РЗ-БКШ-200	5,0	250	5,4	(200·140)· 140 h = 200
РЗ-БКШ-315	10,0	270	108	(300·300)· 140 h = 350
РЗ-БКШ-400 (=10 м, три отсоса)	10,0	270	10,8	(300·300)· 140 h = 350
Сушилка для отходов	2,0	50	4,2	120·100 h = 150
Автоматические весы для сухих отходов (=10 кг)	2,0	100	6,6	85·80 h = 100
Бункер над 1 др.с	2,0	100	4,2	100 h =100
Пневмосепаратор РЗ-БСД	54,0	680	11,5	250·315 h = 200
Разгрузители:	9,0	200	10,0	250·140 h = 200
У2-БРО				
У2-БРО	14,5	200	9,4	250·180 h = 200
У2-БРО	18,0	200	9,6	250·200 h = 100
Размольное отделение				
Ситовечная машина А1-БСО	2·25	160	10,5	(540·240)·22 5 h = 200
Магнитный сепаратор У1-БМП	3,0	100	6,4	(200·50)·100 h = 160
Автоматические весы АВ-50-МЭ				

Вместимостью ковша, кг				
50	3,0	170	4,1	110·125 h = 100
25	2,0	100	6,6	85·80 h = 100
15	2,0	100	6,6	80 h = 100
Энтолейтор для стерилизации муки	3,0	220	6,4	(200·170)· 100 h = 240
Выбойное отделение				
Карусельный весовыбойный аппарат				
Весы	5,0	100	10,6	(525·110)· 100 h = 500
Ограждающий кожух в зоне наполнения мешков (боковые отсосы по радиусу направлены вверх)	25,0	300	13,3	(200·550)· 200 h = 300
то же в зоне первого встряхивания	8,0	300	10,9	(230·360) ·125 h = 250
то же в зоне второго встряхивания	8,0	300	10,9	(230·360) ·125 h = 250
Фасовочный аппарат*	72	550	15,4	315
Весовой дозатор АД-3000 М**	18	900	11,8	305·180 h = 150
Смеситель А9-БСГ для муки емкостью 3000 кг (отсос от соединительного воздуховода 355 мм)	5,0	900	10,6	Тройник 355·355·100

Установка А1-БПК	10,0	1000	10,8	(500·150) ·180 h = 250
------------------	------	------	------	------------------------------

* Бумажные пакеты массой по 2 кг, производительностью 70 пакетов в минуту. Отсосы воздуха от узлов аппарата предусмотрены в его конструкции. Соединение выполняют по месту.

** Отсос от ковша весов, воздуховод Ø 180 мм начинается конфузуром 305·180. На крышке весов закреплен раструб Ø 400 мм. Конфузор и раструб между собой не соединяется – зазор регулируется.

Учебное пособие

Николай Алагуевич Урханов
Булал Данзанжапович Цыдендоржиев
Анатолий Сергеевич Бужгеев

Редактор С.М.Ермеева

Подписано в печать 05.03.2005 г. Формат 60х84 1/16

Усл.п.л. 9,30, уч.-изд.л. 9,0. Печать операт., бумага писчая.

Издательство ВСГТУ, Улан-Удэ, ул.Ключевская, 40 в.
©ВСГТУ, 2005 г.