

Оглавление

Введение.....	3
1 ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ УСТАНОВКАХ И ТРЕБОВАНИЯ К НИМ.....	5
2 ПЫЛЕВЫДЕЛЕНИЕ И ВЗРЫВООПАСНОСТЬ НА ПРЕДПРИЯТИЯХ ПО ПЕРЕРАБОТКЕ ЗЕРНА.....	9
3 ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ВОЗДУХА КАК РАБОЧЕГО ТЕЛА АСПИРАЦИОННЫХ СИСТЕМ.....	16
4 I-D-ДИАГРАММА ДЛЯ ВЛАЖНОГО ВОЗДУХА.....	19
5 ЗАКОНЫ СОХРАНЕНИЯ МАССЫ И ЭНЕРГИИ ПОТОКОВ.....	21
6 ДАВЛЕНИЕ ВОЗДУХА В ВОЗДУХОПРОВОДАХ АСПИРАЦИОННЫХ СИСТЕМ.....	24
6.1 Измерение давлений в воздухопроводах и схемы под- ключений микроманометра.....	24
6.2 График распределения давлений в вентиляционных воздухопроводах	29
7 ОПРЕДЕЛЕНИЕ СКОРОСТИ И РАСХОДА ВОЗДУХА В ВОЗДУХОПРОВОДАХ АСПИРАЦИОННЫХ СИСТЕМ.....	33
7.1 Определение скорости воздуха в воздухопроводах	33
7.2 Определение расхода воздуха на аспирацию оборудовния.....	35
8 ПОТЕРИ ДАВЛЕНИЯ В ВОЗДУХОПРОВОДАХ.....	43
8.1 Сопротивление трения, коэффициент трения.....	43
8.2 Потери давления в местных сопротивлениях, коэффициент местных сопротивлений.....	45
9 ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ВОЗДУХОПРОВОДОВ.....	49
9.1 Методы расчета.....	49
9.2 Расчет ответвлений аспирационных сетей.....	51
9.3 Характеристика аспирационной сети.....	53
10 ВЕНТИЛЯТОРЫ АСПИРАЦИОННЫХ СЕТЕЙ.....	56
10.1 Конструктивные типы.....	56
10.2 Условия подобия вентиляторов.....	60

10.3	Выбор вентиляторов по диаграммам.....	62
11	ОЧИСТКА ВОЗДУХА ОТ ПЫЛИ.....	64
11.1	Измерение запыленности воздуха.....	64
11.2	Основные показатели работы пылеотделительных устройств.....	66
11.3	Классификация и основные типы пылеотделительных устройств.....	67
11.4	Рукавные фильтры. Схема, методы очистки ткани. Устройство всасывающих фильтров.....	69
11.5	Расчеты по подбору фильтров.....	73
12	МЕТОДИКА И ПРИМЕР РАСЧЕТА АСПИРАЦИОННОЙ СЕТИ.....	74
13	ПНЕВМОТРАНСПОРТНЫЕ УСТАНОВКИ.....	87
13.1	Общие сведения о пневматическом транспорте.....	87
13.2	Загрузочные устройства (питатели) ПТУ.....	91
13.3	Трубопроводы ПТУ	93
13.4	Разгрузители ПТУ.....	94
14	РАСЧЕТ ПНЕВМОТРАНСПОРТНЫХ УСТАНОВОК.....	95
14.1	Скорость воздуха в трубопроводах пневмотранспорта..	95
14.2	Коэффициент концентрации смеси.....	97
14.3	Определение расхода воздуха и диаметра Трубопровода.....	98
14.4	Расчет общих потерь давления (напора) в пневмосети.	98
	Список литературы.....	101

Введение

Вентиляторы широко применяются во всех отраслях народного хозяйства. При их эксплуатации, по некоторым сведениям, в общем потребляется до 8% вырабатываемой электроэнергии. Поэтому повышение их экономичности имеет важное народнохозяйственное значение. Это может быть достигнуто повышением аэродинамического КПД самих вентиляторов и, главное, повышением эксплуатационного КПД, обусловленного взаимодействием вентилятора, его привода с вентиляционной сетью.

Вентиляционная установка (ВУ) представляет собой совокупность совместно действующей системы, включающей вентилятор, его привод, вентиляционную сеть, состоящую из воздухоприемных устройств, воздухопроводов, фильтров, циклонов и т.д.

Наиболее широко вентиляционные установки используются для вентиляции, аспирации, пневматической уборки, воздушного отопления помещений, для тяги и дутья в котельных установках и печах (тягодутьевые ВУ), для проветривания рудников и шахт (рудничные ВУ), а также для обслуживания множества технологических процессов.

Во всех указанных случаях принципы расчета, монтажа, наладки и эксплуатации ВУ остаются в общем одинаковыми.

Еще в 1835 году русский инженер А.А. Саблуков (1783-1857) сконструировал центробежный вентилятор, близкий к современному, и с успехом применял его для проветривания рудника на Алтае.

В настоящее время выпускаются различные типы вентиляторов с высокими аэродинамическими показателями. В аспирационных системах зерноперерабатывающих предприятий главным образом применяются центробежные вентиляторы низкого, среднего и высокого давления, а также осевые вентиляторы.

1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ УСТАНОВКАХ И ТРЕБОВАНИЯ К НИМ

Технология промышленного производства муки, крупы и комбикормов включает хранение, транспортирование, очистку, измельчение, дозирование и смешивание многочисленных продуктов с раз-

личными физико-механическими свойствами. Практически все виды сырья и продукты его переработки интенсивно пылят. Одним из способов предотвращения или снижения выделения пыли из оборудования, силосов и бункеров является создание в них разрежения (вакуума) при помощи аспирационных установок (от лат. *aspiratio*- всасывание, вдыхание).

Наряду с улучшением санитарно-гигиенических условий труда в производственных помещениях ВУ позволяют повысить технологическую эффективность и обеспечить долговечную работу оборудования и аппаратуры.

ВУ широко применяют на зерноперерабатывающих предприятиях. О размерах их использования можно судить по следующим данным: удельная энергоемкость ВУ (привод вентиляторов, фильтров, шлюзовых затворов) составляет 12-14% от общей энергоемкости завода, а объемы воздуха, перемещаемого вентиляторами, до 5 м³ воздуха на 1 кг продукции.

Проектирование и расчет ВУ мукомольных, крупяных и комбикормовых заводов выполняется в соответствии с «Указаниями по проектированию аспирации мельниц, комбикормовых и кукурузообработывающих заводов (М., ЦНИИпромзернопроект, 1971), в основу которых положены результаты исследований, выполненных применительно к мукомольным заводам и элеваторам.

Исследования аспирации на указанных предприятиях свидетельствуют о сложной зависимости запыленности воздуха производственных помещений от качества изготовления и технического состояния оборудования и воздухопроводов, уровня герметизации всего транспортного и технологического оборудования, самотечных трубопроводов и силосов, объемных и планировочных решений по расположению оборудования, физико-механических свойств перерабатываемых продуктов, надежности и стабильности работы ВУ.

Проектируемые ВУ должны удовлетворять следующим общим требованиям: быть высокоэффективными, взрыво- и пожаробезопасными, экономичными, эксплуатационно-надежными и соответствовать правилам техники безопасности и охраны труда.

Требования санитарно-гигиенической и технологической эффективности состоят в том, что ВУ должны защищать окружающую среду от загрязнений, обеспечивать в рабочих помещениях нормальные санитарно-гигиенические условия труда, обеспечивать эффективную очистку воздуха от пыли при выбросе его в атмосферу с запыленностью: на зерновой пыли не более 60...80 мг/м³, на мучной пыли не более 100 мг/м³. Это означает, что запыленность воздуха может быть не выше предельно допустимых

концентраций (ПДК) по ГОСТ 12.1.005-88 (зерновой пыли не более 4 мг/м³, мучной пыли не более 6 мг/м³).

Для этого необходимо предусмотреть аспирацию как технологического и транспортного оборудования, так и вспомогательного (бункеры и самотечные трубы); применять высокоэффективные пылеотделители, обеспечивающие концентрацию пыли в воздухе 30% от ПДК, т.е. на территории элеваторов не более 1,2 мг/м³, на территории мукомольного завода не более 1,8 мг/м³, в жилых зонах не более 0,5 мг/м³.

Для уменьшения выброса пыли в атмосферу скорость воздуха (V_v) при входе в конфузоры (пылеприемники) аспирируемого оборудования уменьшают: на зерновой пыли – до 2 м/с, мучной – до 0,8 м/с, комбикормовой – до 0,5 м/с; применяют фильтры вместо циклонов или двухступенчатую очистку воздуха (циклон – фильтр).

Проектируемые вентиляционные сети должны обеспечивать нормальный воздухообмен в цехах (кратность обмена – 1...1,5) и не допускать повышенного разрежения (вакуума) в помещении (не более 50 Па).

Для выполнения требования технологической эффективности ВУ при проектировании необходимо принимать оптимальные расходы воздуха на аспирацию оборудования; проектировать типы вентиляционных сетей с учетом технологических требований, предъявляемых к параметрам воздуха в цехах. Так, например, в размольных отделениях сортовых мукомольных заводов наиболее благоприятны для технологического процесса условия: $t = +16...23\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\varphi = 60...70\%$ и V_v не более 0,5 м/с. Эти технологические параметры воздуха совпадают с санитарно-гигиеническими требованиями и могут быть осуществлены посредством проектирования ВУ с кондиционированием воздуха.

Проектируемые ВУ должны быть взрывобезопасны, пожаробезопасны и соответствовать требованиям техники безопасности и охраны труда. Требования взрывобезопасности ВУ могут быть выполнены посредством проверочных расчетов норм расхода воздуха на аспирацию технологического оборудования из условия взрывобезопасности и соблюдения рекомендаций по предупреждению пылевых взрывов.

Требования эксплуатационной надежности и экономичности ВУ могут быть выполнены, если при проектировании соблюсти следующие условия:

- машины с регулируемым режимом воздушного потока (сепараторы, ситовые машины) выделять в самостоятельные аспирационные системы;

- принимать надежно транспортирующие скорости в воздухопроводах (не менее 12 м/с);
- проектировать в одну сеть не более десяти точек аспирации;
- избегать при компоновке сетей объединения в одну сеть оборудования с теплым и холодным воздухом и не проводить воздухопроводы через холодные помещения во избежание конденсации водяных паров внутри воздухопроводов (проверку выполняют по I-d диаграмме);
- избегать малых диаметров воздухопровода (меньше 100 мм) и длинных горизонтальных участков, так как они опасны с точки зрения осаждения пыли и конденсации водяных паров;
- в вентиляционных сетях нагнетательного типа следует применять пылевые вентиляторы, так как вентиляторы общего назначения быстро изнашиваются, засоряются, а КПД их снижается;
- обеспечивать при проектировании и расчете сети для надежной работы фильтров продувку ткани атмосферным воздухом и разрежение в фильтрах не менее 700 Па, определяя его по формуле:

$$H_{\text{вак. ф}} = 363 + 2,6 Q_{\text{уд}},$$

где $Q_{\text{уд}}$ – удельная нагрузка на ткань, $\text{м}^3/\text{ч} \cdot \text{м}^2$, ($Q_{\text{уд}} = 90 \dots 120 \text{ м}^3/\text{ч} \cdot \text{м}^2$);

- предусматривать в системах контрольно-измерительные приборы слежения за состоянием ВУ.

Требования экономичности состоят в том, что ВУ должны иметь минимальную начальную стоимость, наименьший расход энергии и наименьшие эксплуатационные расходы. Для выполнения этого при проектировании необходимо:

- применять более дешевые и экономичные в эксплуатации пылеотделители с максимальным КПД, с меньшим сопротивлением и габаритами;
- стремиться к наименьшей длине трасс воздухопроводов, что дает экономию металла и энергии;
- избегать необоснованно завышенных скоростей воздуха на участках главной магистрали сети (свыше 15 м/с);
- потери давления на параллельных участках сетей в тройниках выравнивать увеличением скоростей и уменьшением диаметров воздухопроводов на боковых участках. Это экономит металл и затраты на установку диафрагм;
- при проектировании трассы воздухопроводов вентилятор устанавливать не в конце трассы, а в середине, чтобы иметь параллельные участки и экономить энергию в результате уменьшения длины главной магистрали; вентиляторы устанавливать ближе к машинам, имеющим наибольшие потери давления;
- при окончательном выборе вентилятора принимать вентиляторы, имеющие максимальный КПД.

2. ПЫЛЕВЫДЕЛЕНИЕ И ВЗРЫВООПАСНОСТЬ НА ПРЕДПРИЯТИЯХ ПО ПЕРЕРАБОТКЕ ЗЕРНА

Все транспортные и технологические процессы хранения и переработки зерна на элеваторах, мукомольных, крупяных и комбикормовых заводах сопровождаются значительными пылевыделениями. В производственных помещениях пыль находится в двух состояниях: во взвешенном – аэрозольном в воздухе и в осевшем – аэрогельном. Наиболее взрывоопасной является пыль, содержащая органические вещества в аэрозольном состоянии. Воспламенение и взрыв горючей пыли зависят от дисперсности, зольности, влажности, от концентрации пылевоздушной смеси, наличия источника теплоты и достаточного количества кислорода в воздухе. Пыль и пылевидные продукты размола зерна и комбикормов (мука, дунст и др.) способны не только гореть, но и при определенных условиях вызывать локальные пылевые взрывы в оборудовании, которые могут распространяться по коммуникациям производственных помещений, приводя к разрушениям и человеческим жертвам. Пылевой взрыв возможен только при одновременном совпадении двух условий: наличие взрывоопасной концентрации пыли или пылевидных продуктов в аэрозольном состоянии в воздухе с нормальным содержанием кислорода и наличие источника воспламенений.

Взрывоопасная концентрация пыли и пылевидных продуктов в аэрозольном состоянии в воздухе колеблется в очень широких пределах: от минимального нижнего предела a_{\min} (г/м³) до максимального верхнего предела a_{\max} (г/м³), который принимают для всех видов пыли равным 2000 г/м³.

Пылевые взрывы сопровождаются образованием большого объема газообразных продуктов, что обуславливает развитие давления до $(5-7)10^5$ Па. Скорость распространения взрыва 300...400 м/с. При взрыве повышается температура на соседних запыленных участках и ускоряется реакция горения.

Промышленные горючие пыли по аналогии с горючими газами и жидкостями по пожаро- и взрывоопасности характеризуются минимальными температурами искрообразования вспышки и самовоспламенения, верхними и нижними концентрационными пределами. Например, мучная пыль влажностью 15% имеет нижний предел взрывоопасной концентраций от 18 до 40 г/м³, а верхний предел – 2000 г/м³.

При взрыве пыли наблюдается ряд последовательных взрывов, которые создают при этом непрерывный гул. Взрывная волна от первичного взрыва поднимает осевшую пыль и пылевидные продук-

ты, что вызывает новый, уже более сильный взрыв, который распространяется на все производственные помещения.

Установлено, что возможность возникновения взрывов пыли определяется достаточной концентрацией аэрированной горючей пыли в воздухе при определенном содержании кислорода, наличием в непосредственной близости от места образования пылевого облака источника воспламенения, высокой температуры и тепловой энергии.

Тепловое воздействие на пылевоздушные смеси сопровождается сложными физико-химическими процессами. Можно наблюдать также внешние признаки процесса. При быстром нагреве горючей пыли до температуры 300...400°C в пылевоздушном потоке появляются искры. При этом отдельные частички оставляют светящийся след при быстром перемещении, но процесс горения не развивается, и искры гаснут.

Если продолжить нагрев пылевоздушной смеси, то при температуре 500..600°C процесс искрения переходит во вспышку с появлением короткого быстро затухающего пламени. При дальнейшем нагреве (температура 700..900°C) наблюдается мгновенное самовоспламенение пылевоздушной смеси с распространением на весь объем запыленного воздуха.

Характеристикой взрывоопасности пылевоздушной смеси служит стехиометрическая концентрация пыли в воздухе. Это такое количество горючей пыли, при котором происходит полное ее сгорание в сухом воздухе при полном использовании кислорода воздуха.

Для любой горючей пыли, если известен химический состав, можно написать уравнение реакции горения. В процессе горения пыли происходит пиролиз (разложение) с образованием большого количества газов, а зная теплоту взрыва газов, можно составить уравнение теплового баланса реакции.

По закону Гесса теплоту взрыва можно определить по формуле:

$$Q_{\text{взр}} = Q_p - (n_2 - n_1) \cdot R \cdot T,$$

где $Q_{\text{взр}}$ – теплота взрыва, образовавшаяся при сгорании смеси пыли с воздухом, Дж; Q_p – теплота образования газообразных продуктов взрыва, Дж; n_1 – число молей исходных газообразных веществ; n_2 – число молей газообразных продуктов реакции окисления взрыва; R – универсальная газовая постоянная ($R = 8,31$ Дж/К·моль); T – абсолютная начальная температура газообразных веществ, К.

Для взрыва пылевоздушной смеси любого горючего вещества необходимо такое количество теплоты, выделенной при сгорании,

которое обеспечит нагрев газовой смеси до температуры самовоспламенения метана.

Известно, что газообразные продукты пиролиза органической части зерна имеют следующую температуру самовоспламенения: метан (CH_4) – 550°C , сероводород (H_2S) – 290°C и окись углерода (CO) – 610°C .

Для приближенной оценки развиваемого давления газов при взрыве пыли можно использовать закон идеальных газов, тогда

$$\frac{p_{\text{в}} V_{\text{в}}}{T_{\text{в}}} = \frac{p_o V_o}{T_o} \text{ или } p_{\text{в}} = p_o \frac{V_o T_{\text{в}}}{V_{\text{в}} T_o},$$

где $p_{\text{в}}$ – максимально развиваемое давление при взрыве, Па; p_o – начальное давление, равное атмосферному, Па; $V_{\text{в}}$ – объем газообразных продуктов после взрыва пылевоздушной смеси, см^3 ; $T_{\text{в}}$ – температура газообразных продуктов после взрыва, К; V_o – объем аэрозвеси до взрыва, см^3 ; T_o – температура аэрозвеси до взрыва, К.

Если в вышеприведенной формуле заменить $V_o/V_{\text{в}}$ на $\frac{\sum n_{\text{г}}}{\sum n_o}$,

тогда

$$p_{\text{в}} = p_o \frac{T_{\text{в}} \sum n_{\text{г}}}{T_o \sum n_o},$$

где $\sum n_o$ – сумма молей аэрозвеси до взрыва; $\sum n_{\text{г}}$ – сумма молей газообразных продуктов после взрыва.

Производственные здания предприятий хранения и переработки зерна рассчитаны на избыточное давление от 0,15 до 0,4 кг/см^2 ($0,15 \dots 0,4$) $\cdot 10^5$ Па. Пылевые взрывы сопровождаются образованием большого объема газообразных продуктов, что обуславливает развитие давления $(5 \dots 7) \cdot 10^5$ Па.

Для защиты производственных зданий от разрушения предусмотрены устройства открытых проемов (окна, двери, ворота и др.) или легкобрасываемых элементов в наружных стенах и перекрытиях с массой элементов не более 120 кг на 1 м^2 , через которые отводятся газообразные продукты и снижается давление пылевого взрыва.

Площадь вскрываемых сечений должна быть не менее 0,03 м^2 на 1 м^3 защищаемого объема. Площадь вскрываемых сечений рассчитывается по формуле Гейндриха:

$$F = \frac{V \left(\frac{dp}{dt} \right)_{p_{\text{нр}} \cdot V}}{\alpha \sqrt{\frac{2RT}{M}} \cdot \sqrt{p_{\text{нр}} (p_{\text{нр}} - p_{\text{атм}})}},$$

где V – защищаемый объем производственного помещения, м^3 ; $\left(\frac{dp}{dt} \right)_{p_{\text{нр}} \cdot V}$ – скорость нарастания давления до $p_{\text{нр}}$ в объеме поме-

щения V , (кг/см²с); α – безразмерный коэффициент, учитывающий сужение потока; для отверстий с выходом под углом 90° $\alpha = 0,8$, а для соплообразных отверстий $\alpha = 1$; R – универсальная газовая постоянная $R = 8,31$ Дж/(К·моль); T – температура аэровзвеси, К; M – средняя молекулярная масса аэровзвеси, 29 г/моль; $P_{пр}$ – максимальное давление при взрыве в объеме производственного помещения, кг/см²; $P_{отн}$ – относительное давление, не превышающее разрушающее избыточное давление, кг/см².

Для защиты производственного оборудования от разрушений при взрыве аэровзвеси устанавливают мембраны, которые обеспечивают вскрытие взрыворазряжающих отверстий и отвод газообразных продуктов в атмосферу со снижением давления пылевого взрыва. Взрыворазряжающие отверстия, перекрытые мембраной, соединены с атмосферой взрыворазрядной трубой.

Толщина металлических мембран рассчитывается по формуле:

$$\delta = 10^{-7} K p D,$$

где K – опытный коэффициент прочности: для алюминиевых мембран $K = 0,33 \dots 0,38$; для медных $K = 0,15 \dots 0,18$; p – разрушающее давление, Па; D – диаметр мембраны, мм.

Минимальный диаметр мембраны принимают $D = 250$ мм, а толщину алюминиевой фольги $\delta = 0,02 \dots 0,04$ мм, при этом разрушающее давление $p = 0,2 \dots 0,4$ кг/см² = $(0,2 \dots 0,4) \cdot 10^5$ Па.

По существующим нормам для технологического оборудования величину площади взрыворазряжающих отверстий принимают $S = 0,0285$ м² на 1 м³ объема защищаемой машины. Для оборудования с повышенной взрывоопасностью (нории, циклоны, обочные и щеточные машины и т.д.) величину взрыворазряжающих отверстий увеличивают: $S = 0,04 \dots 0,06$ м² на 1 м³ объема машины.

Диаметр мембраны можно рассчитать по формуле:

$$D = 1,12 \sqrt{E_{сб} V_m},$$

где $E_{сб}$ – коэффициент сброса давления, м²/м³; для зерновой пыли $E_{сб} = 0,01 \dots 0,07$, для мучной $E_{сб} = 0,01 \dots 0,1$; V_m – объем защищаемой машины, м³.

Взрыворазрядные трубы должны быть надежны и не разрушаться при отводе газообразных продуктов. Толщину стенок трубы рассчитывают по формуле:

$$\delta = \frac{p_m D_m}{2 \sigma \eta},$$

где p_T – давление, выдерживаемое трубой: 0,2...0,4 кг/см²; (0,2...0,4) 10⁵ Па; D_T – диаметр взрыворазрядной трубы, м; σ – допустимые напряжения, Па; η – коэффициент прочности шва.

При всех теоретических расчетах стехиометрической концентрации, развиваемого давления газов и теплоты при взрыве пылей следует учитывать особенности физико-химических свойств пыли (дисперсности, зольности, влажности) и состояния атмосферного воздуха (содержани кислорода, водяных паров).

В табл.1 приведены некоторые характеристики пожаро- и взрывоопасных аэрозолей пыли, сырья и готовой продукции хранения и переработки зерна. Все образцы сырья и готовой продукции испытывали в измельченном состоянии дисперсностью до 74 мкм и подсушивали их. Верхний предел взрывоопасной концентрации для всех перечисленных пылей ориентировочно принимают 2000 г/м³.

Взрывоопасность органической пыли в значительной степени зависит от присутствия в ней минеральных примесей. При увеличении содержания минеральных примесей нижний предел взрывоопасной концентрации повышается, а взрывоопасность снижается.

Избыточное давление, взрывная волна, высокотемпературные газообразные продукты, осколки и обломки разрушенного оборудования и конструкции здания – последствия пылевого взрыва, оказывающие поражающее действие на людей.

Воздействие взрывной волны на человека весьма сложно и опасно. При избыточном давлении от $1,2 \cdot 10^5$ до $4 \cdot 10^5$ Па в 75 – 100% случаев разрушаются кровеносные сосуды и мышцы. При давлении от 0,35 до $1,05 \cdot 10^5$ Па у человека разрываются барабанные перепонки, и происходят нервнопаралитические поражения. Кроме того, поражающее действие на людей оказывают высокотемпературные продукты взрыва, при этом люди получают ожоги различной степени тяжести. Скорость движения взрывной волны достаточно велика (300...400 м/с), и люди, попавшие под ее действие, получают тяжелые травмы и контузии.

Из вышеприведенного следует, что вопросу взрывобезопасности на предприятиях хранения и переработки зерна должно уделяться максимальное внимание. Особо следует отметить, что наиболее опасными местами по числу пылевых взрывов являются силосы, бункеры, а из оборудования – нории, молотковые дробилки, вальцевые станки, смесители, самотечные трубы, фильтры.

Таблица 1

Характеристика пожаро- и взрывоопасных аэровзвесей пыли сырья и готовой продукции предприятий хранения и переработки зерна

Продукты сырья и готовой продукции	Данные технического анализа, %		Показатели минимальной температуры, °С			Нижний предел взрывоопасной концентрации пыли, г/м ³
	Зольность	Влажность	Искрообразование	Вспышка	Самовоспламенение	
1	2	3	4	5	6	7
Измельченное зерно:						
гороха	2.68	9,10	525	600	800	25,2
пшеницы	2.30	10,40	450	625	875	15.1
ржи	2,10	10.30	525	625	875	27,7
ячменя	1.60	9.20	470	575	800	20,2
кукурузы	1.80	9.50	440	675	850	22.7
Измельченные зерновые отходы:						
пшеничные	9.05	9,90	440	550	700	20.2
зерновые	3,64	8,70	470	650	700	25,8
Мука:						
пшеничная	1,50	11.10	440	550	825	35.3
ржаная	1,90	10.30	525	635	875	27.7
овсяная	3.30	10,90	440	650	775	30.2
Мучка:						
овсяная	3,00	9.70	470	600	800	25.2
просьяная	5,9	8.80	525	675	850	32.8
ячменная	2,50	11.30	415	650	750	32.8
Отруби:						
ржаные	5.70	10.20	500	675	800	52.9
пшеничные	4,30	9,40	470	750	825	17.6
мелкие						
пшеничные	5.3	10,10	415	600	825	15,4
крупные						
Пыль:						
мельничная	9,45	8,35	355	470	650	21.5
серая						
пшеничных	4,83	9.50	355	675	850	22.8
отрубей						
просяных	5.45	6.44	385	650	850	30.2
отходов						
ячменных	5.10	10,50	385	650	800	25.2
отходов						
хлопчатникового жмыха	11.80	7.91	415	550	650	20.2

Окончание табл.1

1	2	3	4	5	6	7
подсолнечно- го жмыха	6,48	7.55	550	725	775	27,7
маисовых кормов	1.17	8.57	550	525	725	17,6
Жмых: подсолнеч- ный	5.6и	5.90	470	725	825	22,7
хлопчатнико- вый	6.70	8.20	415	550	750	27.7
льняной	7,62	8.78	385	750	850	30,2
кровяная му- ка	2,10	10.80	600	625	700	7.6
мясокостная мука	22.30	6.00	325	725	850	10,1
рыбная мука без жира	32.30	8.05	600	850	350	27.6
Сено:						
заливное	12,08	6.43	355	525	900	12.6
луговое	11,04	9,01	325	725	975	17.6
Комбикорма для:						
лошадей (брикеты)	6.86	9.93	325	725	825	45,4
поросят	6.21	11.00	415	725	900	88,2
молочных ко- ров	7.22	10.60	440	800	850	20.2 •
холостых ма- ток	6,45	11.20	415	725	825	68,0
Элеваторная пыль с этажа:						
весового	11,50	7,50	315	480	800	54.0
распресси- тельного	13,50	–	–	–	–	87.0
подсилосного	14,00	-	–	–	–	41.0

3. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ВОЗДУХА КАК РАБОЧЕГО ТЕЛА АСПИРАЦИОННЫХ СИСТЕМ

Воздух представляет собой смесь нескольких газов. Его приблизительный состав у земной поверхности указан в табл.2. Кроме того, в воздухе содержатся в различных количествах водяной пар и пыль.

Таблица 2

Объемный и весовой состав воздуха

Вещество	Содержание по весу, %	Содержание по объему, %
Кислород	23,10	20,90
Азот	75,55	78,13
Аргон	1,30	•0,94
Углекислота	0,05	0,03

В расчетах пользуются энтальпией влажного воздуха, отнесенной к 1 кг абсолютно сухого воздуха,

$$I = c_{св} t + d i_n ,$$

где t – температура воздуха, °С ; i_n – энтальпия перегретого водяного пара, кДж/кг; d – влагосодержание воздуха, т.е. масса водяного пара в граммах, приходящаяся на 1 кг сухого воздуха; $c_{св}$ – теплоемкость сухого воздуха, кДж/(кг °С).

Весовую или массовую теплоемкость сухого воздуха при постоянном давлении для приближенных расчетов можно принимать равной $c_{св}=1,0036$ кДж/(кг·°С). Для точных расчетов истинные теплоемкости следует определять из таблиц, а по их значениям находить среднюю расчетную теплоемкость. Энтальпия влажного воздуха может быть определена по формуле Л. К. Рамзина:

$$I = t + 0,001d (2493 + 1, 97 t) \text{ кДж на 1кг сухого воздуха.}$$

При определении влажности воздуха пользуются двумя понятиями: абсолютной и относительной влажности. Абсолютная влажность, или влагосодержание воздуха, характеризуется содержанием водяного пара в 1м³ влажного воздуха.

Относительная влажность воздуха выражается отношением абсолютной влажности воздуха к максимально возможной влажности его при тех же давлении и температуре или отношением массы водяного пара, заключенного в 1 м³ влажного воздуха, к массе водяного пара, необходимой для полного насыщения 1 м³ влажного воздуха при тех же давлении и температуре:

$$\varphi = \rho_n / \rho_{нас} , \quad (1)$$

где ρ – плотность, кг/м³.

Содержащиеся в воздухе водяные пары при $\varphi < 1$ в большинстве случаев являются перегретыми, поэтому в технических расчетах влажный воздух рассматривается условно как идеальный газ, подчиняющийся законам Бойля – Мариотта, Гей – Люссака и закону парциальных давлений Дальтона, согласно которому давление влажного воздуха складывается из парциальных давлений сухого воздуха и содержащихся в нем водяных паров. В этом случае относительная влажность может быть определена как отношение действительного парциального давления водяных паров во влажном воздухе к максимально возможному давлению при заданной температуре:

$$\varphi = \frac{P_n}{P_{\text{макс}}} = \frac{P_n}{P_{\text{нас}}}.$$

При этом допущении ошибка в расчетах не превышает 2%. Для точных расчетов следует руководствоваться соотношением (1), так как для реальных газов относительная влажность зависит от температуры, т.е.

$$\varphi = f\left(\frac{P_n}{P_{\text{нас}}} \cdot t\right).$$

При измерении влагосодержания в граммах на килограмм сухого воздуха его принято обозначать через d , а при измерении его в килограммах на килограмм сухого воздуха – через x . Числовое значение влагосодержания можно определить, пользуясь уравнениями состояния для воздуха и водяных паров,

$$P_v V = G_v R_v T \text{ и } P_n V = G_n R_n T.$$

Подставив значения газовых постоянных для воздуха $R_v = 288$ кДж/(кг·°C), или 29,27 кгс·м/(кг·°C) и для водяных паров $R_n = 462$ кДж/(кг·°C), или 47,1 кгс·м/(кг·°C), получим выражение для влагосодержания:

$$x = \frac{G_n}{G_v} = \frac{288 p_n}{462 p_v} = 0,622 \frac{p_n}{p_v}, \text{ кг на 1 кг сухого воздуха}$$

или
$$d = 622 \frac{p_n}{p_v}, \text{ г на 1 кг сухого воздуха.}$$

Заменив парциальное давление воздуха p_v величиной $B - p_n$ (где $p_n = \varphi p_{\text{нас}}$ и B – общее давление парогазовой смеси, Па или мм рт. ст.), получим для влажного воздуха, находящегося под барометрическим давлением,

$$d_{\text{макс}} = 622 \frac{p_n}{B - p_n} = 622 \frac{\varphi p_{\text{нас}}}{B - \varphi p_{\text{нас}}}, \text{ г на 1 кг сухого воздуха,}$$

так как при данном барометрическом давлении влагосодержание воздуха зависит только от парциального давления водяного пара. Максимально возможное содержание влаги в воздухе при $\varphi = 1$:

$$d_{\text{макс}} = d_{\text{нас}} = 622 \frac{p_{\text{нас}}}{B - p_{\text{нас}}}, \text{ г на 1 кг сухого воздуха.}$$

Так как давление насыщения растет с температурой, максимальное количество влаги, которое может содержаться в воздухе, зависит от его температуры, притом тем больше, чем выше температура. Если уравнение решить относительно p_n , то можно получить:

$$p_n = \frac{Bd}{622 + d}$$

и аналогично

$$p_s = \frac{B}{622 + d}.$$

Плотность воздуха зависит от давления, температуры и относительной влажности:

$$\rho = \frac{p}{RT},$$

где p – давление, Па; T – температура, К; $T = 273 + t^{\circ}\text{C}$; t – температура, $^{\circ}\text{C}$; $R = 287 \text{ Дж/кг}\cdot\text{К} = 29,97 \frac{\text{кГМ}}{\text{кг}\cdot\text{град}}$ – газовая постоянная

для сухого воздуха для водяного пара в пределах температур от 0° до 100°C , $R = 462 \text{ Дж/кг}\cdot\text{К}$.

Для влажного воздуха величину R определяют по формуле:

$$R = \frac{287}{1 - 0,378\varphi \frac{p_{\text{нп}}}{p}},$$

где φ – относительная влажность воздуха, %; $p_{\text{нп}}$ – давление насыщенного пара, Па.

Плотность воздуха уменьшается при увеличении относительной влажности, так как давление влажного воздуха уменьшается с увеличением его относительной влажности. Плотность стандартного воздуха $\rho = 1,2 \text{ кг/м}^3$.

В вентиляционной технике при сравнении результатов расчетов и измерений, проведенных в различных условиях, принято приводить полученные результаты к параметрам стандартного воздуха.

Параметры стандартного воздуха:

$P = 760 \text{ мм рт.ст.} = 101366 \text{ Па}$; $t = +20^{\circ}\text{C}$; $\varphi = 50\%$.

Динамической, или абсолютной, вязкостью воздуха μ (в Па·с) называют отношение напряжения сдвига к градиенту скорости. Напряжение сдвига выражают отношением силы сдвига F к площади S . Градиент скорости определяют изменением скорости сдвига dV на единицу длины нормали dL к направлению движения:

$$\mu = \frac{F}{S \frac{dV}{dL}}.$$

Кинематической вязкостью ν (в $\text{м}^2 \cdot \text{с}$) называют отношение абсолютной вязкости к плотности:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}.$$

Для стандартного воздуха $\mu = 17,95 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с}$; $\nu = 15 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$. Для водяного пара при давлении 101367 Па (760 мм рт. ст.) и температуре $+20^\circ\text{C}$ $\mu = 9,6 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с}$; $\nu = 12,9 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

Вязкость зависит от температуры и не зависит от давления (с повышением температуры вязкость воздуха увеличивается). В системе СИ единицей динамической вязкости является Па·с (паскаль-секунда), а в технической системе – $\text{кг} \cdot \text{с}/\text{м}^2$.

$$1 \text{ кг} \cdot \text{с}/\text{м}^2 = 9,81 \text{ Па} \cdot \text{с};$$

$$1 \text{ Па} \cdot \text{с} = 0,102 \text{ кг} \cdot \text{с}/\text{м}^2.$$

Удельный объем влажного воздуха можно определить, разделив объем влажного воздуха $V_{\text{вл}}$ на массу смеси, приходящуюся на 1 кг сухого воздуха, т.е. на $1 + 0,001 \cdot d$:

$$\gamma_{\text{вл}} = \frac{V_{\text{вл}}}{1 + 0,001d}, \text{ м}^3/\text{кг}.$$

В практике проектирования вентиляционных систем часто приходится подсчитывать t , d , I смеси из двух количеств воздуха разных состояний по формулам:

$$t_{\text{см}} = \frac{G_1 t_1 + G_2 t_2}{G_{\text{см}}}, \text{ } ^\circ\text{C}, \quad d_{\text{см}} = \frac{G_1 d_1 + G_2 d_2}{G_{\text{см}}}, \text{ г/кг},$$

$$I_{\text{см}} = \frac{G_1 I_1 + G_2 I_2}{G_{\text{см}}}, \text{ кДж/кг},$$

где $G_{\text{см}}$ – масса смеси, кг.

4. I–D-ДИАГРАММА ДЛЯ ВЛАЖНОГО ВОЗДУХА

I–d-диаграмма влажного воздуха была составлена Л.К.Рамзиным в 1918 году. Она имела большое значение для развития науки о тепло- и массообмене и широко применялась в расчетах систем отопления, вентиляции, кондиционирования воздуха, сушильных установок и т.д.

В зависимости от назначения I–d-диаграммы строят для различных пределов температур и в различных масштабах энтальпий и влагосодержания: для расчетов отопления и вентиляции с пределами температур от -30 до $+60^\circ\text{C}$; для расчета сушилок с температурами от 200 до 1300°C и интервалом влагосодержания от 80 до 700 г/кг сухого воздуха.

Помимо I–d-диаграмм имеются I–х-диаграммы Молье, которые по структуре принципиально не отличаются от I–d-диаграмм.

На рис.1 представлена I-d-диаграмма. I-d и I-x-диаграммы для более удобного расположения линий постоянной относительной влажности $\varphi = \text{const}$ строятся в косоугольной системе координат. Масштаб для отсчета влагосодержания сносят на горизонтальную прямую, проходящую через начало координат. По оси абсцисс диаграммы откладывается величина влагосодержания, а по оси ординат – энтальпия воздуха.

Линия насыщения $\varphi = 100\%$ разделяет I-d-диаграмму на верхнюю область влажного ненасыщенного воздуха и нижнюю область перенасыщенного влагой воздуха, в котором лишняя влага может находиться только в капельном состоянии; линия $\varphi = 100\%$ также показывает максимально возможное насыщение воздуха влагой при данной температуре.

Определение параметров влажного воздуха на I-d диаграмме. Для определения параметров влажного воздуха t , φ , I , d , p_n , p_v , t_p и t_m на I-d диаграмме должны быть заданы два из них, по которым легко могут быть найдены все остальные, как это показано в примере.

Пример. Заданы температура $t = 32^\circ\text{C}$ и относительная влажность воздуха $\varphi = 50\%$. Требуется определить остальные параметры воздуха, если барометрическое давление $B = 0,9932 \cdot 10^5 \text{ Па}$ (745 мм рт. ст.).

Решение. На диаграмме (см.рис.1) по заданным параметрам находим точку A', опускаем из нее перпендикуляр на линию масштаба влагосодержания, получаем точку B' и определяем соответствующее влагосодержание $d = 15 \text{ г/кг}$ сухого воздуха. Отрезок B'C' определяет парциальное давление водяных паров $p_n = 2,4 \text{ кПа}$. Точка O' пересечения проведенного перпендикуляра с линией $\varphi = 100\%$ соответствует температуре точки росы $t_p = 20^\circ\text{C}$. Если из точки A' провести линию A'E', параллельную линиям энтальпий, и мысленно продолжить ее до вертикальной линии масштаба энтальпии, то на ней можно будет прочесть величину энтальпии влажного воздуха; для рассматриваемого примера она равна $I = 70 \text{ кДж/кг}$ сухого воздуха.

Точка E' пересечения линии A'E' с линией $\varphi = 100\%$ определяет адиабатную температуру мокрого термометра $t_m = 23,5^\circ\text{C}$.

Согласно закону Дальтона, парциальное давление воздуха:

$$p_v = B - p_n = 99,324 - 2,4 = 96,924 \text{ кПа}.$$

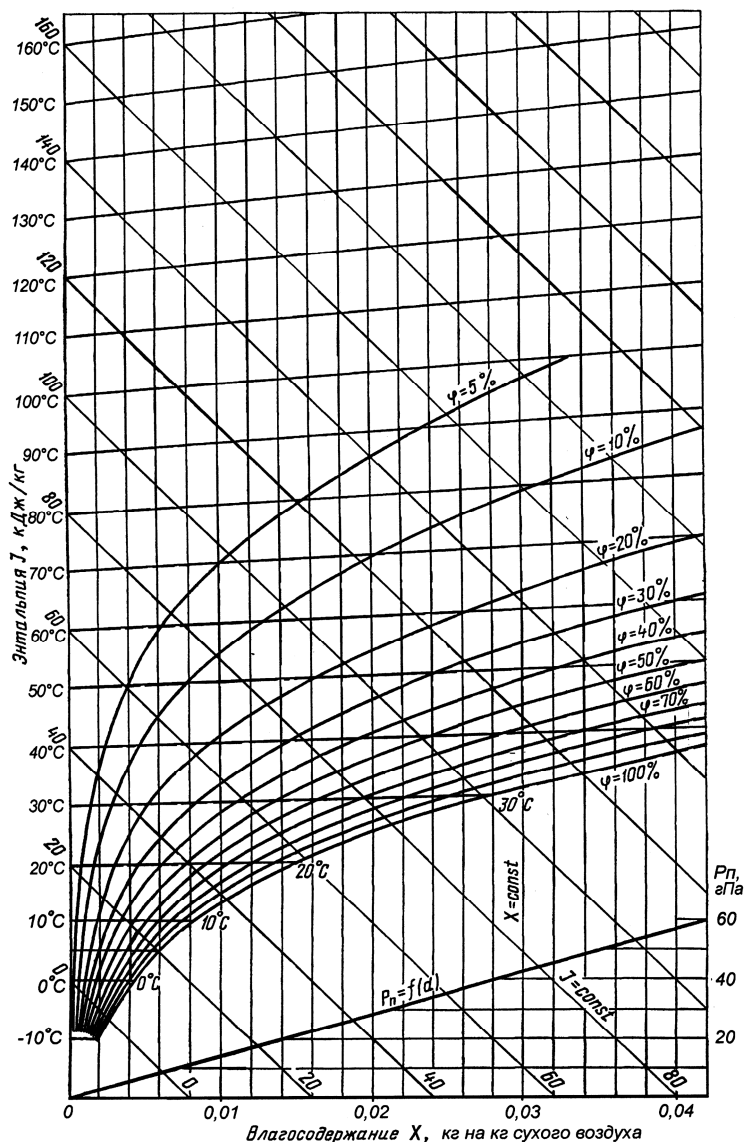


Рис.1. I–d-диаграмма влажного воздуха

5. ЗАКОНЫ СОХРАНЕНИЯ МАССЫ И ЭНЕРГИИ ПОТОКОВ

При расчете вентиляционных систем используем уравнение неразрывности потока и закон сохранения энергии. Уравнение неразрывности выражает закон сохранения массы, записанный для движущейся среды (жидкой или газообразной).

В вентиляционных системах плотность воздуха в большинстве случаев остается постоянной, а скорость движения воздуха в каждой точке с течением времени не изменяется ни по величине, ни по направлению. В этом случае для двух сечений одного и того же потока можно записать уравнение расхода (рис.2):

$$V_1 F_1 = V_2 F_2 = L, \text{ м}^3/\text{с},$$

где V_1, V_2 – соответственно скорость воздуха в сечениях 1-1 и 2-2;
 F_1, F_2 – соответственно площади сечений 1-1 и 2-2.

Производительность при расчете воздухопроводов и вентиляторов принято измерять в $\text{м}^3/\text{ч}$:

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

В случае изменения скорости воздушного потока (например, за счет подогрева воздуха в калорифере) уравнение расхода примет вид:

$$V_1 F_1 \rho_1 = V_2 F_2 \rho_2 = G,$$

где G – массовый расход, кг/с ; ρ_1, ρ_2 – соответственно плотности воздуха при температуре t_1 и t_2 .

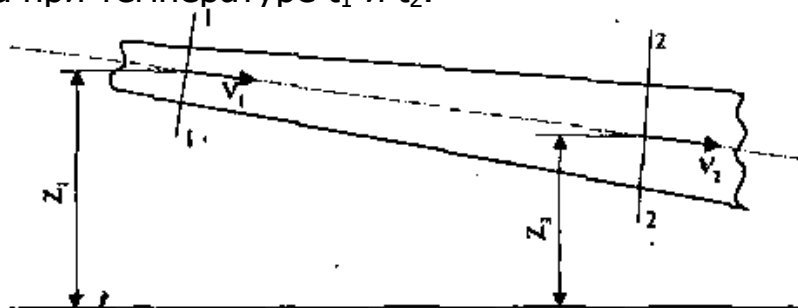


Рис.2. Закон сохранения массы потока для воздухопровода переменного сечения

Закон сохранения энергии для установившегося потока постоянной плотности в поле сил земного притяжения выражается уравнением Бернулли, которое иллюстрируется рис.3:

$$Z_1 + \frac{P_1}{\rho \cdot g} + \frac{V_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{P_2}{\rho \cdot g} + \frac{V_2^2}{2g} + h_n,$$

где Z – высота расположения центров тяжести сечений 1 и 2 (геодезические); P – давление воздуха в центре сечений 1 и 2; V – средние скорости потока воздуха в сечениях 1 и 2; h_n – потери полного давления между сечениями 1 и 2, в общем случае складывающиеся из потерь на трение и на местные сопротивления.

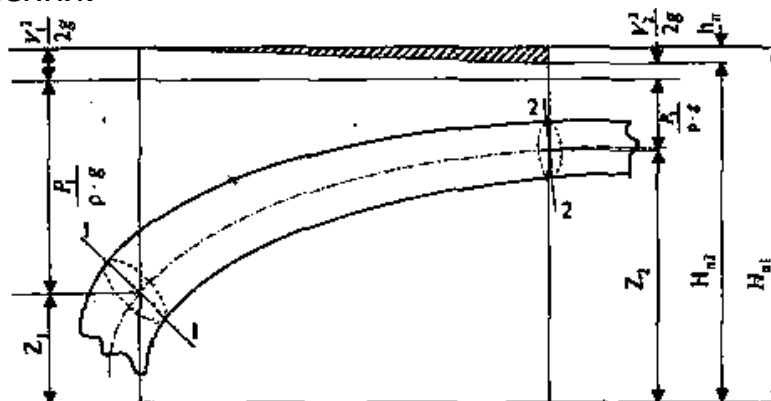


Рис.3. Закон сохранения энергии потока

Уравнение Бернулли в приведенной форме можно применять к сечениям потоков, течение вблизи которых мало отличается от рав-

номерного, т.е. к сечениям, вблизи которых кривизна и непараллельность линии воздушного потока настолько малы, что их влиянием на распределение скорости и давления можно пренебречь (установившееся, плавно изменяющееся течение).

Трехчлен $Z + \frac{P}{\rho \cdot g} + \frac{V^2}{2g}$ называется напором потока в соответствующем сечении и представляет собой удельную (отнесенную к единице массы) механическую энергию, проносимую потоком в этом сечении.

Слагаемые Z (геодезический, или геометрический напор воздуха); $\frac{P}{\rho \cdot g}$ – статический напор; $\frac{V^2}{2g}$ – скоростной (динамический) напор воздуха представляют собой соответственно удельную потенциальную энергию положения, удельную потенциальную энергию давления и удельную кинетическую энергию потока в данном сечении.

Слагаемое h_n (потери напора) представляет собой уменьшение удельной механической энергии от сечения 1 к сечению 2, происходящее в результате работы сил внутреннего трения, сопровождающееся переходом части механической энергии потока в тепловую энергию.

В вентиляционных системах при движении воздуха различают:

- потери напора на участках воздухопровода, где течение равномерное, эпюра скоростей и средняя скорость не изменяются по длине участка (потери напора на трение по длине воздухопроводов $h_{нт}$), рассчитываемые по уравнению:

$$h_n = \lambda \frac{l}{D} \cdot \frac{V^2}{2g}, \quad (2)$$

где λ – безразмерный коэффициент трения; l , D , V – соответственно длина воздухопровода, диаметр, средняя скорость потока;

- потери напора на участках, где течение неравномерное, эпюра скоростей и средняя скорость изменяются (местные потери напора h_{nm}), рассчитываемые по уравнению:

$$h_{nm} = \xi \frac{V^2}{2g}, \quad (3)$$

где ξ – безразмерный коэффициент местного сопротивления;
 g – ускорение силы тяжести.

6. ДАВЛЕНИЕ ВОЗДУХА В ВОЗДУХОПРОВОДАХ АСПИРАЦИОННЫХ СИСТЕМ

6.1. Измерение давлений в воздухопроводах и схема подключений микроманометра

Единицей давления в системе СИ является паскаль (Па). Паскаль – давление, которое создается силой в 1 Н на площади 1 м². В технической системе давление выражалось в кг/м², мм вод. ст., мм. рт. ст., кг/см², в технических атмосферах, в физических атмосферах.

Зависимость между единицами давления следующая:

$$1 \text{ Па} = 1 \text{ Н/м}^2 = 0,102 \text{ кг/м}^2 = 0,102 \text{ мм вод. ст.};$$

$$1 \text{ кг/м}^2 = 1 \text{ мм вод. ст.} = 9,81 \text{ Па} = 10 \text{ Па};$$

$$1 \text{ ат (техн.)} = 10000 \text{ кг/м}^2 = 10000 \text{ мм вод. ст.} = 735 \text{ мм рт. ст.} = 98100 \text{ Па};$$

$$1 \text{ ат (физич.)} = 10333 \text{ мм вод.ст.} = 760 \text{ мм рт.ст.} = 101366 \text{ Па}.$$

В вентиляционной технике давление обозначают: Р – абсолютное давление; ±Н – избыточное давление, т.е. разность между абсолютным давлением Р в измеряемой точке и атмосферным давлением Р в помещении:

$$\pm H = P - P_a, \quad (4)$$

при $P > P_a$ избыточное давление Н положительно («плюс»), при $P < P_a$ -отрицательно («минус»).

Внутри вентиляционных воздухопроводов при движении воздуха различают три вида давлений: статическое Р_{ст}, динамическое Р_д и общее Р_о. Статическое давление действует по всем направлениям по закону Паскаля. Динамическое давление действует только в направлении скорости и равно

$$P_d = \frac{\rho V^2}{2}.$$

Общее давление всегда равно сумме статического и динамического давлений:

$$P_o = P_{ст} + P_d. \quad (5)$$

Избыточные давления в воздухопроводе на основании формулы (4) выражают следующим образом:

$$\pm H_{ст} = P_{ст} - P_a, \quad (6)$$

$$H_d = P_d - P_{да} = P_d = \frac{\rho V^2}{2} \geq 0, \quad (7)$$

$$\pm H_o = P_o - P_a. \quad (8)$$

Динамическое давление в атмосфере помещения Р_{да} принимают равным нулю.

Зависимость между избыточными давлениями выражается следующей формулой:

$$\pm H_o = \pm H_{ст} + H_d. \quad (9)$$

В вентиляционной технике приходится измерять очень малые избыточные давления и разрежения от 5 до 3000 Па. Приборы для измерения таких малых давлений называют микроманометрами. Микроманометры измеряют не абсолютные давления P внутри воздухопроводов, а разность давления в воздухопроводе и в атмосфере P_a , т.е. избыточное давление $\pm H$ согласно зависимости (4).

Ввиду того, что в воздухопроводе есть три вида давлений: статическое $P_{ст}$, динамическое P_d и общее P_o , приходится измерять три вида избыточных давлений: $\pm H_{ст.}$, H_d и $\pm H_o$, согласно зависимостям (6), (7) и (8). Можно замерить только два вида давления, а третье найти по зависимости (9).

Микроманометры бывают жидкостные и мембранные. Мембранные микроманометры не выдерживают вибраций, поэтому их редко применяют в производственных условиях. Наибольшее применение имеют жидкостные (водяные и спиртовые) микроманометры. Ртутные микроманометры в вентиляционной технике не применяют ввиду повышенной плотности ($13,6 \text{ г/см}^3$) ртути и ее вредности.

Принцип действия жидкостных микроманометров основан на вытеснении и перемещении жидкости в сообщающихся сосудах под действием разности давлений, уравновешиваемых гидростатическим давлением столба жидкости.

Наибольшее применение имеют следующие жидкостные микроманометры: простейшие U-образные, чашечные с вертикальной

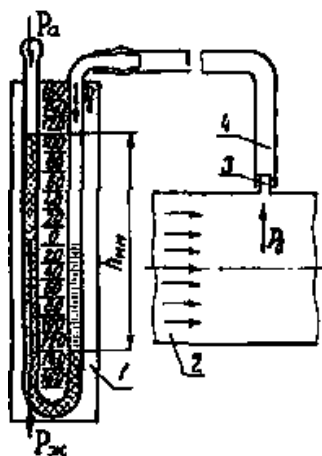


Рис.4. Схема измерения статического давления в воздухопроводе простейшим U-образным микроманометром при $P_b > P_a$:

- 1 – U-образный микроманометр; 2 – воздухопровод; 3 – штуцер;
4 – резиновая трубка

неподвижной шкалой, чашечные с наклонной неподвижной шкалой и чашечные с наклонной поворотной шкалой.

Устройство простейшего U-образного микроманометра и схема измерения давлений показаны на рис.4. Микроманометр состоит из корпуса и изогнутой стеклянной калиброванной трубки диаметром 6...8 мм, которая крепится к корпусу. Концы стеклянной трубки открыты, заострены для удобства надевания резиновых шлангов и имеют местные утолщения для создания герметичности соединения. Между стеклянными трубками на рамке имеется шкала с миллиметровыми делениями. На рис.4 изображен микроманометр с нулем шкалы посередине и длиной шкалы 300мм. Удвоение надписей на шкале (20 мм вместо 10, 40 мм вместо 20 и т.д.) позволяет определить общую высоту столба жидкости по одному мениску при условии заливки жидкости перед замерами точно на нуль.

Имеются микроманометры с нулем внизу или с нулем посередине без удвоения надписей на шкале (они более удобны для отсчетов).

На схеме измерения показано, что один из концов стеклянной трубки микроманометра 1 соединен резиновой трубкой 4 со штуцером 3 воздухопровода 2. Вторым концом стеклянной трубки микроманометра открыт, и на поверхность жидкости правого колена будет давить атмосферное давление P_a . На поверхность жидкости левого колена трубки будет передаваться давление в воздухопроводе P_b .

Когда давление в воздухопроводе $P_b > P_a$, уровень жидкости в правом колене опустится, а в левом поднимется на такую же величину. При $P_b < P_a$ произойдет обратное перемещение жидкости из левого колена трубки в правое.

Столб жидкости высотой h от опустившегося уровня в правом колене до поднявшегося уровня в левом колене трубки микроманометра уравнивает давление в воздухопроводе P_b , и атмосферное давление P_a определяют по следующей зависимости:

$$P_a + P_{\text{ж}} = P_b, \quad (10)$$

где $P_{\text{ж}}$ – давление, равное весу столба жидкости высотой h , деленному на площадь поперечного сечения трубки.

Выражая вес столба жидкости через объем и плотность, получим уравнение равновесия жидкости в U – образном микроманометре в следующем виде:

$$h \rho_{\text{ж}} g = P_b - P_a. \quad (11)$$

На основании зависимости (4) измеряемое избыточное давление будет равно:

$$\pm H = h \rho_{\text{ж}} g, \quad (12)$$

где $\rho_{ж}$ – плотность жидкости, кг/м³ или г/см³; h – высота столба жидкости, м или мм; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения.

Формула (12) показывает, что точность измерения зависит от плотности жидкости $\rho_{ж}$. Чем меньше плотность жидкости, тем больше высота столба жидкости h при той же разности давлении ($P_b - P_a$) и тем меньше цена деления шкалы, а следовательно, меньше погрешность измерения. Так, например, для воды плотностью $\rho_{ж} = 1 \text{ г/см}^3$ ошибка в отсчете по шкале $h = 1 \text{ мм}$ даст погрешность измерения давления $\pm H = 9,81 = 10 \text{ Па}$. Для спирта плотностью $0,8 \text{ г/см}^3$ ошибка измерения составит около 8 Па. При измерении малых избыточных давлений меньше 100 Па эти ошибки измерения превышают 10%, что недопустимо.

Поэтому простейшие U-образные микроманометры можно применять только для измерения повышенных избыточных давлений больше 100 Па с невысокой точностью. Для более точных измерений применяют чашечные микроманометры с наклонной шкалой, которые имеют достаточно высокую точность (до 1...2 Па). Схема измерения избыточных давлений чашечным микроманометром с наклонной шкалой показана на рис. 5.

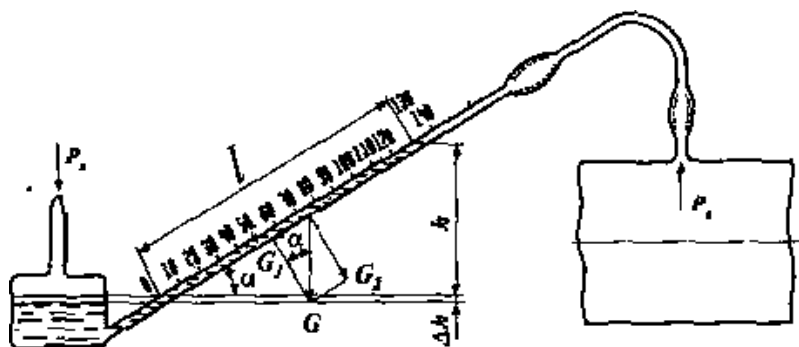


Рис.5. Схема измерения давления в воздухопроводе микроманометром с наклонной шкалой при $P_b < P_a$

Уравнение равновесия в чашечном микроманометре с наклонной шкалой при $P_b < P_a$ имеет следующий вид:

$$P_a = P_b + P_{ж1}$$

где $P_{ж1}$ – давление первой составляющей G_1 силы тяжести столба жидкости в трубке, которое уравнивает разность измеряемых давлений.

Давление первой составляющей столба жидкости можно выразить через площадь поперечного сечения трубки, объем и плотность жидкости. На основании зависимости (12) получим давление в Па:

$$- H = l \sin \alpha \rho_{ж} g , \quad (13)$$

знак «минус» перед избыточным давлением H показывает, что $P_B < P_A$.

Выражение (13) показывает, что измеряемое избыточное давление H , равно произведению длины наклонной шкалы l на синус угла α наклона трубки к горизонтали на плотность жидкости $\rho_{\text{ж}}$ и ускорение свободного падения g . Чем меньше угол наклона трубки, тем точнее измерение, так как больше длина шкалы и меньше погрешность отсчета.

Для удобства получения результатов измерения давления в Па с учетом поправки на нормальные условия выражение (13) применяют в следующем виде:

$$-H = l K g \Delta, \quad (14)$$

где $K = \sin \alpha \rho_{\text{ж}}$ – коэффициент чашечного микроманометра, или фактор микроманометра; $\Delta = \rho_{\text{ст}} / \rho$ – поправочный коэффициент на приведение результатов замера к стандартным условиям; $\rho_{\text{ст}} = 1,2 \text{ кг/м}^3$ – плотность стандартного воздуха; ρ – плотность воздуха при параметрах измерения.

Коэффициент Δ можно определить по следующей зависимости:

$$\Delta = 345 T/P,$$

где $T = 273 + t$, °C – температура воздуха при измерениях, K ; P – давление воздуха при измерениях, Па.

Из сравнения уравнений равновесия (12) и (13) видно, что точность измерения микроманометром с наклонной шкалой выше, чем микроманометром с вертикальной шкалой. Это объясняется тем, что длина l наклонной шкалы больше высоты h столба вертикальной шкалы, так как $h = l \sin \alpha$. Таким образом, одна и та же ошибка в отсчете положения мениска по шкале в 1 мм даст меньшую погрешность в давлении в $l/\sin \alpha$ раза, чем при вертикальной шкале h . Чем меньше угол наклона трубки к горизонтали, тем меньше погрешность отсчета и выше точность измерения.

В настоящее время большое применение находят микроманометры ММН (микроманометр многопредельный для измерения избыточного давления H , Па), в которых цилиндрическая чаша имеет вертикальную ось, поэтому площадь сечения жидкости в чашке и точность измерения постоянны. Схема подключения микроманометров для определения давления во всасывающем и нагнетающем воздухопроводах показана на рис.6.

При измерениях полного ($H_{\text{п}}$) или статистического ($H_{\text{ст}}$) давления во всасывающем воздухопроводе соответствующий конец пневмометрической трубки соединяют с наклонной трубкой микромано-

метра, а для замеров тех же давлений в нагнетающем воздухопроводе – с баллоном микроманометра.

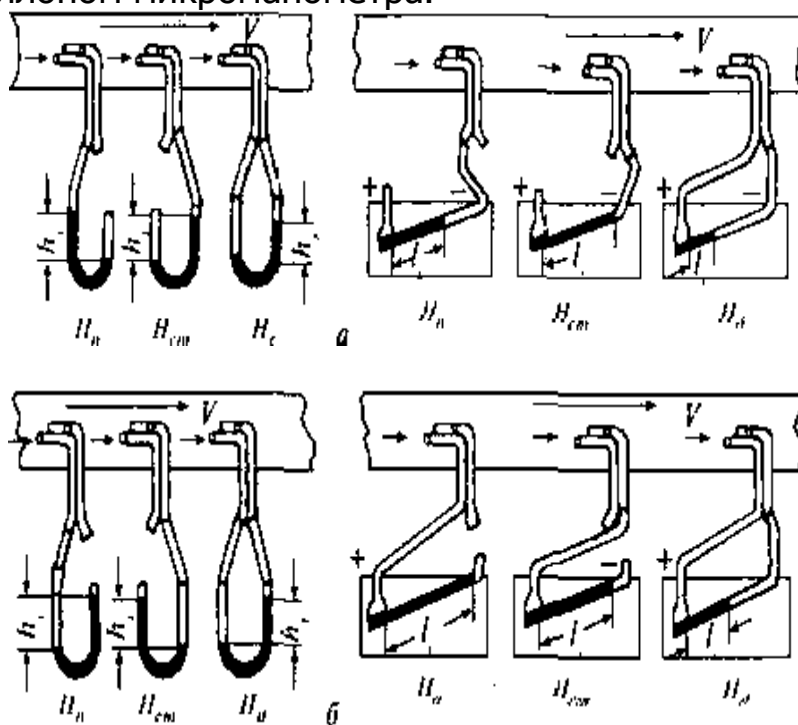


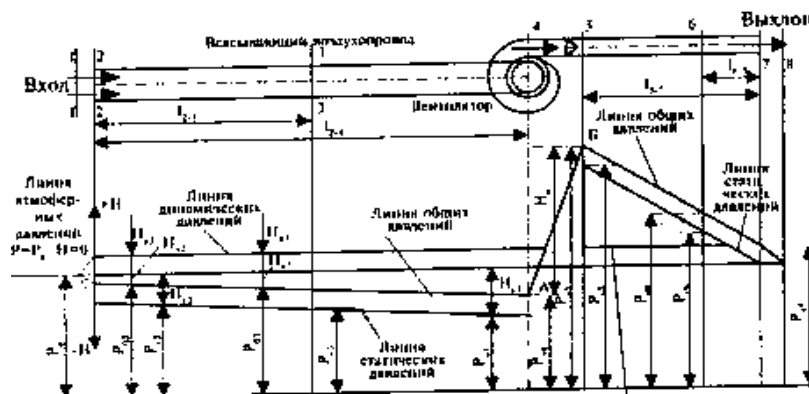
Рис.6. Схемы подключения манометров для измерения давлений в всасывающем (а) и нагнетающем (б) воздухопроводах

Техническая характеристика микроманометра ММН: длина шкалы – 300 мм; пределы измерения: максимальный – до 2400 Па (240 мм вод. ст.), минимальный при коэффициенте $K=0,2$ – до 600 Па; заполнитель – этиловый спирт плотностью $0,8095 \pm 0,0005 \text{ г/см}^3$; погрешность измерения не превышает 0,5...1% от верхнего предела измерения; допустимое давление при проверке герметичности чашки и трубки – до 20000 Па.

Для получения динамического давления во всех случаях соединяют концы пневмометрической трубки с микроманометром одинаково: трубку полного давления (+) – с баллоном, а трубку статического давления (-) – с трубкой микроманометра.

6.2. График распределения давлений в вентиляционных воздухопроводах

При регулировании, испытаниях, эксплуатации, проектировании и расчетах вентиляционных установок важное значение имеет график распределения давлений (рис.7).



Линии абсолютного вакуума $P=0$ Линия динамических давлений

Рис. 7. График распределения давлений в воздухопроводах

При построении графиков в условном масштабе нижнюю горизонтальную линию принимают за линию абсолютного вакуума $P = 0$. На расстоянии, равном атмосферному давлению P_a , проводят вторую горизонтальную линию, обозначающую атмосферные давления, где $P=P_a$, а избыточное давление $\pm H = 0$. Вверх от линии атмосферных давлений откладывают положительные значения избыточных давлений $H > 0$, а вниз – отрицательные значения $H < 0$.

Далее записывают уравнение Бернулли для двух любых последовательных сечений, причем первое сечение 1–1 удобнее принимать до входа в воздухопровод в атмосфере, $P = P_a$; $H_{ст} = 0$ и $H_{д1} = \rho V^2 / 2 = 0$, так как $V = Q / S_1 = Q / \infty = 0$; Q – расход воздуха, $\text{м}^3/\text{с}$; S_1 – площадь поперечного сечения 1-1, м^2 .

Например, для сечений 1-1 и 2-2 уравнение Бернулли в избыточных давлениях будет иметь следующий вид:

$$\pm H_{ст1} + H_{д1} = \pm H_{ст2} + H_{д2} + H_{пт1-2} = 0,$$

откуда $\pm H_{ст2} + H_{д2} = -H_{пт1-2}$ или $H_{о2} = -H_{пт1-2} < 0$.

Таким образом, общее избыточное давление во входном отверстии всасывающего воздухопровода $H_{о2}$ отрицательно (так как потери давления всегда положительны) и равно потерям давления от первого до второго сечения $H_{пт1-2}$.

Потери давления $H_{пт1-2}$ равны потерям давления на вход в воздухопровод $H_{вх}$:

$$H_{пт1-2} = H_{вх} = \xi_{вх} \rho V^2 / 2,$$

где $\xi_{вх}$ – коэффициент сопротивления входа.

Откладывая на графике (см.рис.7) вниз от линии атмосферных давлений величину $H_{о2}$, находят точку общего давления в сечении 2–2.

Динамическое давление в сечениях 2-2 определяют по формуле (7) и откладывают вверх от линии атмосферных давлений. Поскольку диаметр всасывающего воздухопровода принимают посто-

янным, линии значений динамических давлений проводят параллельно линии атмосферных давлений.

Статическое избыточное давление определяют по формуле (9):

$$H_{ст2} = \pm H_{о2} - H_{д2} = -(H_{о2} + H_{д2}) < 0.$$

Отрицательную величину $H_{ст2}$ откладывают вниз от линии атмосферных давлений и находят точку статического давления для сечения 2-2. Таким же образом определяют точки давлений для остальных сечений всасывающего воздухопровода. Соединяя найденные точки прямыми линиями, получают линии статического, динамического и общего давлений. Сечение 4-4 принято во входном отверстии вентилятора (см.рис.7).

Чтобы построить график распределения давлений в нагнетательном воздухопроводе, записывают уравнение Бернулли для двух любых последовательных сечений, например 5-5 и 8-8. Сечение 5-5 принимают в выходном отверстии вентилятора, а сечение 8-8 в атмосфере на некотором расстоянии от выходного отверстия воздухопровода:

$$\pm H_{ст5} + H_{д5} = \pm H_{ст8} + H_{д8} + H_{ст5-8}.$$

Так как сечение 8-8 принято в атмосфере, то $H_{ст8}=0$ и $H_{д8}=0$, тогда $\pm H_{ст5} + H_{д5} = H_{пт5-8}$, или $H_{о5} = H_{пт5-8} > 0$.

Положительную величину $H_{о5}$, равную потерям давления от пятого до восьмого сечения, откладывают вверх от линии атмосферного давления в пятом сечении. Динамическое давление в пятом сечении находят по формуле (7). Аналогично определяют величины давления и для остальных сечений нагнетательного воздухопровода.

Выводы из графика распределения давлений

1. Во всасывающих воздухопроводах общее и статическое избыточные давления отрицательны, а в нагнетательных – положительны. Поэтому во всасывающих воздухопроводах возможны подсосы, а в нагнетательных – утечки воздуха через неплотности. Динамическое давление во всех воздухопроводах положительно.

2. Во всасывающих воздухопроводах статическое избыточное давление больше, а в нагнетательных меньше общего избыточного давления на величину динамического давления.

3. Во всех воздухопроводах общее абсолютное давление P_o больше статического абсолютного давления $P_{ст}$ на величину динамического давления P_d , т.е. $P_o = P_{ст} + P_d$.

4. В любом поперечном сечении всасывающего воздухопровода общее избыточное давление равно общим потерям давления от

входа в воздухопровод до данного сечения, поэтому во входном отверстии вентилятора (сечение 4–4, точка А, рис.7) общее избыточное давление H_0 будет максимальным, а общее абсолютное давление P_0 – минимальным.

5. В любом поперечном сечении нагнетающего воздухопровода общее избыточное давление равно общим потерям давления от данного сечения до выхода в атмосферу, поэтому в выходном отверстии вентилятора (сечение 5-5, точка Б, рис.7) общие давления H_0 и P_0 будут максимальными.

6. График (см. рис.7) показывает, что воздух может перемещаться из области низкого давления (точка А) в область высокого давления (точка Б) только при условии, если вентилятор будет сообщать воздуху давление, равное разности абсолютных общих давлений в выходном (нагнетающем) ($P_{OH} - P_{ОВ}$) и входном (всасывающем) отверстиях вентилятора, т.е. $H_B = P_{OH} - P_{ОВ}$.

Так как разность абсолютных общих давлений равна сумме общих избыточных давлений, то давление, развиваемое вентилятором, равно сумме общих избыточных давлений во входном, всасывающем $H_{ОВ}$ и в выходном, нагнетающем $H_{ОН}$ отверстиях вентилятора, без учета их знаков:

$$H_B = H_{ОВ} + H_{ОН} . \quad (15)$$

Этот вывод используют при испытаниях вентиляционных сетей и вентиляторов. Замеряя общие избыточные давления во всасывающем и нагнетающем воздухопроводах, при входе в вентилятор и при выходе, находят давление, которое создает вентилятор в сети.

7. На основании выводов (4), (5) и (6) и формулы (15) давление, которое должен развивать вентилятор в сети, равно сумме всех потерь давления во всасывающих воздухопроводах до вентилятора $\sum H_{nm.вс.}$ и сумме всех потерь давления в нагнетающих воздухопроводах после вентилятора $\sum H_{nm.нг.}$, т.е.

$$H_B = \sum H_{nm.вс.} + \sum H_{nm.нг.} = H_{сети} = \sum H_{nm.ГМ.} , \quad (16)$$

где $H_{сети}$ – сопротивление вентиляционной сети, равное сумме всех потерь давления в аспирационной сети по главному магистральному направлению $\sum H_{nm.ГМ.}$.

Этот вывод используют при проектировании и расчетах вентиляционных сетей.

8. Для уменьшения давления, развиваемого вентилятором, потерь давления в сети и расхода энергии на входе воздуха в воздухопровод устанавливают конфузор, а на выходе – диффузор.

7. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СКОРОСТИ И РАСХОДА ВОЗДУХА В ВОЗДУХОПРОВОДАХ АСПИРАЦИОННЫХ СИСТЕМ

7.1. Определение скорости воздуха в воздуховодах

В вентиляционной технике приняты шесть способов определения скоростей воздушных потоков:

- 1) специальными приборами – анемометрами;
- 2) по динамическому давлению по формуле (7):

$$V = \sqrt{\frac{2H_d}{\rho}}, \text{ м/с}$$

и для стандартного воздуха плотностью $\rho = 1,2 \text{ кг/м}^3$:

$$V = 1,29 \sqrt{H_d},$$

где H_d – динамическое давление в Па измеряют по схеме (см.рис.6);

- 3) по сужающим устройствам (диафрагмам и трубкам Вентури);
- 4) по входному коллектору, установленному на входе в воздуховод;
- 5) по расходу воздуха Q (в $\text{м}^3/\text{с}$) и площади поперечного сечения S (в м^2) из формулы: $V = Q/S$;
- 6) по показаниям охлаждающей способности воздуха кататермометром H_k (в $\text{Дж/см}^2 \cdot \text{с}$) из эмпирических формул.

Способ измерения скорости анемометрами обычно применяют в открытых воздушных потоках и при больших диаметрах воздуховодов, так как анемометры имеют большие габаритные размеры, и установка их внутри воздуховода невозможна или вызывает трудности.

Способ определения скоростей по динамическому давлению – самый удобный при аэродинамических измерениях воздушных потоков воздуховодов. Способы определения скоростей по сужающим устройствам и входному коллектору применяют обычно в лабораторных установках и на испытательных стендах.

Применение сужающих устройств (диафрагм и труб Вентури) в производственных вентиляционных установках на предприятиях не рекомендуется, так как они вызывают добавочные сопротивления, и происходит забивание штуцеров пылью.

Способ определения скоростей по расходу воздуха применяют во всех случаях, когда известен расход воздуха и площадь поперечного сечения.

Способ определения скоростей по показателям кататермометра применяют для измерения малых скоростей воздуха в помещениях, когда невозможно измерить низкую скорость воздуха другим способом (например, анемометрами из-за недостаточной их чувствительности, не превышающей 0,2 м/с).

Наиболее часто скорость воздуха внутри воздухопроводов определяют по динамическому давлению H_d , измеряемому пневмометрической трубкой и микроманометром. При относительно небольших скоростях поток воздуха в воздухопроводах движется в ламинарном режиме, который имеет вытянутое вдоль оси поле скоростей (рис.8,а). С увеличением скорости движение превращается в вихревое, струи потока воздуха приобретают колебательное движение. Такой режим потока называется турбулентным. В этом случае поле скоростей по сечению круглой трубы более выровнено (рис.8,б). Около стенок остается ламинарный слой, а в центре потока образуется ядро с вихревой структурой.

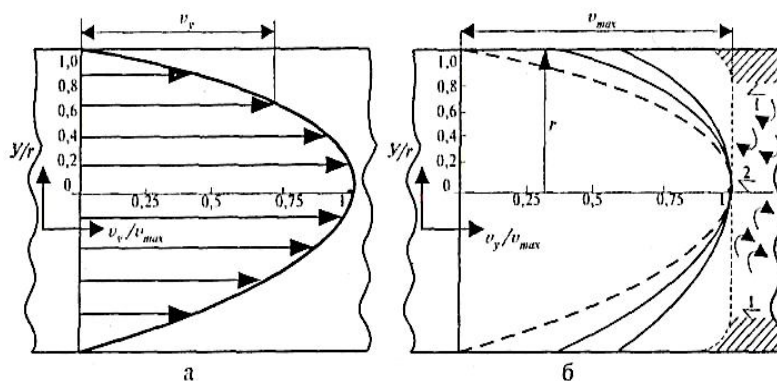


Рис. 8. Поле скоростей в воздухопроводе с ламинарным (а) и турбулентным (б) режимом потока: 1 – пограничный слой; 2 – центральное ядро потока

В аспирационных установках воздух движется при турбулентных режимах. С увеличением турбулентности (числа Рейнольдса) поле скоростей выравнивается.

Средняя скорость потока воздуха меньше максимальной скорости, которая наблюдается в центре потока. В общем виде можно записать:

$$v_{cp} = \alpha \cdot v_{max}.$$

Значение коэффициента α для ламинарного потока равно 0,5, а для турбулентного определяется в зависимости от числа Рейнольдса (рис.9) ($Re = \frac{v_{cp} \cdot D}{\nu}$, где ν – кинематическая вязкость воздуха;

D – диаметр воздухопровода). При наладке аспирационных воздухопроводов комбикормовых заводов обычно принимают $\alpha = 0,8$.

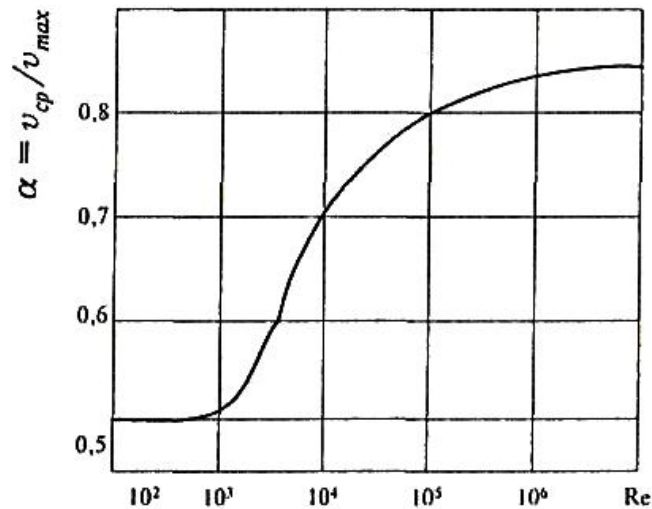


Рис.9. Зависимость α от числа Рейнольдса

Среднюю скорость воздушного потока определяют для стандартного воздуха (барометрическое давление 101,5 кПа, $t = 20^\circ\text{C}$, относительная влажность воздуха $\varphi = 50\%$, $\rho = 1,2 \text{ кг/м}^3$) по формуле:

$$v_{cp} = \sqrt{\frac{2H_{d,cp}}{\rho}}. \quad (17)$$

Дроссельные устройства удобно использовать для непрерывного контроля расхода воздуха. Однако их применение ограничено из-за того, что они создают добавочные сопротивления; кроме того, в аспирационных воздухопроводах с запыленным потоком воздуха пыль забивает измерительные штуцеры.

7.2. Определение расхода воздуха на аспирацию оборудования

Общий расход воздуха в аспирационной сети Q_C , т.е. количество воздуха, перемещаемого вентилятором, включает сумму расходов воздуха от аспирируемого оборудования $\sum Q_M$ с учетом присосов воздуха через неплотности в сети и пылеотделителях:

$$Q_C = 1,05 \cdot \sum Q_M + \Delta Q_{n.o.} \quad (18)$$

где 1,05 – коэффициент, учитывающий присосы воздуха через неплотности сети; $\Delta Q_{по}$ – присосы воздуха в пылеотделителях и фильтрах.

Присос воздуха в батарейном циклоне с шлюзовым затвором принимается равным:

$$\Delta Q_{п.о.} = 42 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 / \text{с}.$$

Для всасывающих рукавных фильтров:

$$\Delta Q_{п.о.} = 0,15 \cdot 1,05 \sum Q_M.$$

При двухступенчатой очистке воздуха последовательно в батарейных циклонах и рукавном фильтре общий расход воздуха в аспирационной сети рассчитывается по формуле:

$$Q_C = 1,15(1,05 \sum Q_M + 42 \cdot 10^{-3}), \text{ м}^3 / \text{с}. \quad (19)$$

Неизвестной величиной здесь является расход воздуха от каждой аспирируемой машины Q_M данной аспирационной сети.

Нормы расхода воздуха на аспирацию оборудования должны быть обоснованы. При изменении конструкции машины или ее технологических параметров в процессе эксплуатации нормы расхода воздуха должны изменяться. Расчетные формулы для определения расхода воздуха зависят от назначения аспирации. Если аспирация машины имеет несколько назначений, например, санитарно-гигиеническое, взрывобезопасное и технологическое, тогда рассчитывают расход воздуха для каждого назначения.

Полученные расходы сравнивают и принимают наибольший из них, который необходим для выполнения основного назначения аспирации.

Расчет расхода воздуха на аспирацию оборудования с санитарно-гигиеническим назначением

Для оборудования, в котором основное назначение аспирации – обеспыливание помещений с санитарно-гигиеническими целями, расход воздуха ($\text{м}^3/\text{ч}$) рассчитывают по формуле:

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 \pm Q_4,$$

где Q_1 – количество воздуха, поступающего в аспирируемое оборудование с продуктом через самотёчную трубу или питающее отверстие, $\text{м}^3/\text{ч}$; Q_2 – количество воздуха, вытесняемого через неплотности корпуса аспирируемого оборудования для поддержания вакуума, $\text{м}^3/\text{ч}$; Q_3 – количество воздуха, поступающего через щели корпуса машины; Q_4 – количество воздуха,

подсасываемого через самотечную трубу на входе продукта в машину ($+Q_4$) или удаляемого из оборудования его рабочими органами, например ковшами нории из головки, или за счет вакуума в самотечной трубе ($-Q_4$); в большинстве случаев $Q_4 = 0$.

Расход воздуха можно определить по следующим формулам:

$$Q_1 = 3600(1 - \varphi)S_c \cdot v_c, \quad Q_2 = \frac{G}{\rho_n}, \quad Q_3 = 3600 \cdot S_{щ} \cdot v_{щ}.$$

Здесь φ – коэффициент заполнения поперечного сечения самотечной трубы продуктом; в большинстве оборудования можно принимать $\varphi = 0,5$; S_c – площадь поперечного сечения самотечной трубы или питающего отверстия в корпусе машины, м^2 ; v_c – скорость движения воздуха в конце самотечной трубы, подсоединенной к корпусу машины, м/с ; $v_c = \sqrt{2gl(\sin \alpha - f \cos \alpha)}$; l – длина самотечной трубы, м ; α – угол наклона трубы (для зерна $\alpha = 45^\circ$; для муки и продуктов размола $\alpha \geq 60^\circ$); f – коэффициент трения продукта о поверхность трубы; для остальных труб при движении зерна $f = 0,37$; G – производительность заполнения продуктом аспирируемого оборудования, кг/ч ; ρ_n – плотность насыпи продукта; для зерна $\rho_n = 730 \text{ кг/м}^3$, для муки, отрубей и продуктов размола $\rho_n = 500 \text{ кг/м}^3$; $S_{щ}$ – площадь поперечных сечений неплотностей корпуса (щелей), м^2 ; $S_{щ} = \delta \varepsilon l$; $\delta \varepsilon$ – сумма периметров швов разъемных соединений корпуса аспирируемого оборудования, м ; δ – зазор швов разъемных соединений корпуса (в м); зазор не должен превышать допуска на свободные размеры (1-2 мм); $v_{щ}$ – скорость входа воздуха через щели (в м/с) находят по формуле:

$$v_{щ} = \sqrt{\frac{2 \cdot H_M}{\rho \cdot \xi_{ex}}},$$

где H_M – вакуум внутри корпуса аспирируемой машины, равный потере давления в машине; принимают не менее 30 Па для того, чтобы не было выделения пыли через входные отверстия в рабочее помещение; ρ – плотность воздуха, кг/м^3 ; ξ_{ex} – коэффициент сопротивления входного отверстия (при узких щелевидных отверстиях с острыми входными кромками $\xi_{ex} \approx 2$).

Расчет расхода воздуха на аспирацию для создания условий взрывобезопасности

Для оборудования, основное назначение аспирации которого состоит в удалении пыли и создании условий взрывобезопасности, расход при аспирации рассчитывают (в $\text{м}^3/\text{ч}$) по формуле:

$$Q = \frac{K_B \cdot A}{\alpha_{\min}}, \quad (20)$$

где K_B – коэффициент взрывобезопасности; $K_B = 2$; A – количество пыли, которое образуется в машине и находится в аэрозольном состоянии, г/ч; α_{\min} – минимальный нижний предел взрывоопасной концентрации пыли, г/м³ (принимают по табл.1).

Величину A в формуле (20) можно определить из баланса зольности:

$$A = \frac{1000(\delta_1 - \delta_2)}{\delta_n} G, \quad (21)$$

где δ_1 и δ_2 – зольность зерна до и после обработки, %; δ_n – зольность пыли, %; G – производительность машины, кг/ч.

Иногда величину A определяют по опытным данным. Так, например, для обоечных машин с абразивным цилиндром количество пыли составляет приблизительно от 0,4 до 0,8%, для сепараторов – 0,6% от производительности машин.

Пример. Рассчитать расход воздуха при аспирации обоечной машины ЗНМ-5, работающей на пшенице. Количество пыли, образуемое в обоечной машине и подлежащей удалению при аспирации, находят из баланса зольности по формуле (21):

$$A = \frac{1000(1,98 - 1,92)}{15,28} 5000 = 19500 \text{ г/ч.}$$

Из данных технологического баланса, зольность зерна при поступлении в машину $\delta_1 = 1,98\%$, при выходе из машины после обработки $\delta_2 = 1,92\%$, а зольность пыли, уловленной из воздуха обоечной машины, $\delta_n = 15,28\%$.

Из табл.1 принимают нижний предел взрывоопасной концентрации для $\alpha_{\min} = 15,1 \text{ г/м}^3$. Коэффициент взрывоопасности принимают $K_B = 2$.

Подставив все значения в формулу (20), можно подсчитать расход воздуха при аспирации обоечной машины ЗНМ-5 для создания условий взрывобезопасности:

$$Q = \frac{2 \cdot 19500}{15,1} = 2600 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

Для увеличения точности вычисления средней скорости воздуха динамическое давление измеряют в нескольких точках поперечного сечения воздухопровода. В этом случае среднее динамическое давление

$$H_{\text{ср}} = \left(\frac{\sqrt{H_{\delta_1}} + \sqrt{H_{\delta_2}} + \dots + \sqrt{H_{\delta_n}}}{n} \right)^2,$$

где $H_{\delta_1}, H_{\delta_2}, \dots, H_{\delta_n}$ – динамическое давление в точках измерения; n – количество точек измерения.

Для нахождения местоположения точек измерения по отношению к центру воздухопровода пользуются формулой:

$$r_n = r_0 \sqrt{\frac{2n-1}{2m}},$$

где r_n – искомое расстояние, мм; r_0 – радиус воздухопровода, мм; n – порядковый номер точки отсчета от центра; m – число колец, на которые разбит воздухопровод.

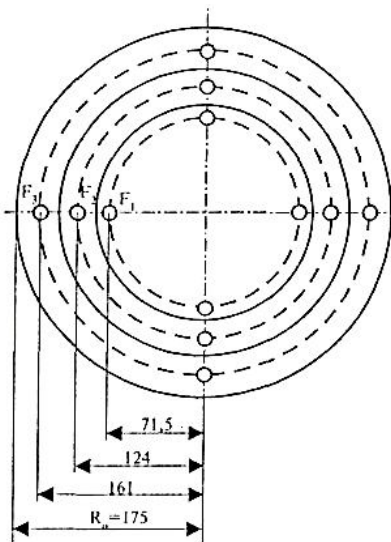


Рис.10. Размещение точек измерений в круглом воздухопроводе $\varnothing=350$ мм

Пример выбора точек измерения в круглом воздухопроводе 0-350 мм приведен на рис.10. Для отметок длины пневмотрубки, погружаемой в воздухопровод, используют резиновые кольца или наносят отметки карандашом. В прямоугольных воздухопроводах площадь сечения разбивают на несколько равновеликих прямоугольников и проводят измерения в их центре. Скорость воздуха следует измерять на расстоянии 4-5 диаметров от местного сопротивления.

При определении скорости нагретого воздуха с учетом измерения плотности применяют следующую методику. Определяют обычным способом динамическое давление (пневмометрической трубкой или микроманометром). В подготовленных местах измеряют температуру по «сухому» и «влажному» термометрам.

Вычисляют среднее динамическое давление по формуле (17). Определяют плотность воздуха из выражения $\rho = P/RT$, где R – газовая постоянная. С учетом относительной влажности (при капельном увлажнении) плотность воздуха можно определить по I-d-диаграмме.

Скорость воздуха (м/с) находят по формуле:

$$v = \sqrt{\frac{2H_d}{\rho}}.$$

Объёмный расход (м³/с) равен:

$$Q = v \cdot F.$$

Массовый расход (кг/с) определяют по формуле:

$$G = Q \cdot \rho.$$

Скорость, а следовательно, и расход воздуха, можно определить при помощи дроссельных устройств: трубы Вентури, диафрагм или других измерительных элементов.

Измерения при помощи дроссельных устройств основаны на том, что потери давления, вызванные ими, можно отнести к динамическому давлению, т.е.

$$H_{\partial p} = \xi_{\partial p} \frac{\rho \cdot v^2}{2},$$

где $\xi_{\partial p}$ – коэффициент местного сопротивления диафрагмы.

Например, для диафрагмы потери давления (кг/м²):

$$H_{\partial \text{иаф}} = \frac{1}{c^2} \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right] \frac{\rho \cdot v^2}{2},$$

где c – коэффициент расхода, определяемый опытным путем; он зависит в основном от оформления входной и выходной части отверстия диафрагмы; d – диаметр отверстия диафрагмы.

На практике применяют калиброванные диафрагмы, коэффициент для ее расхода определяют опытным путем.

Расчет расходов воздуха на аспирацию для удаления тепла

Расход воздуха при аспирации оборудования для удаления тепла и охлаждения тем самым рабочих органов и перерабатываемых продуктов рассчитывают (в м³/ч) по формуле:

$$Q = \frac{a \cdot T}{\rho(i_2 - i_1)}, \quad (22)$$

где a – коэффициент, показывающий, какая часть общего количества тепла должна удаляться воздухом при аспирации (находят из теплового баланса); ρ – плотность воздуха, кг/м³; i_1 и i_2 – первоначальное и конечное теплосодержание воздуха при входе и выходе из машины, кДж/кг (находят по I-d-диаграмме, рис.1, по температуре и влажности).

Для вальцовых станков принимают $a = 0,31$ (от 0,29 до 0,34), для последующих размольных и вымольных систем коэффициент будет больше 0,31, что требует специальных исследований.

Температуру конечного воздуха принимают меньше допустимой из условий перегрева и порчи перерабатываемых продуктов. Например, на вальцовых станках температуру принимают меньше +40°C из условий сохранения качества клейковины. Конечная относительная влажность воздуха может быть равна первоначальной или изменяться в зависимости от влажности перерабатываемого продукта.

Тепло, удаляемое при аспирации оборудования, может быть использовано для отопления рабочих помещений. Для этого проектируют вентиляционные установки с рециркуляцией. Количество тепла, которое может быть использовано при рециркуляции для отопления, T_0 (кДж/ч), рассчитывают по формуле

$$I_0 = 3600 \cdot a_0 \cdot N_0,$$

где a – коэффициент, показывающий, какая часть количества тепла используется на отопление в сетях с рециркуляцией воздуха; так, например, при рециркуляции всего воздуха машин размольного отделения мукомольных заводов $a_0=0,73$; N_0 – общая мощность (кВт), потребная для машин, воздух которых используется в сетях с рециркуляцией.

Пример. Рассчитать расход воздуха для аспирации вальцового станка 3М с вальцами 1000 × 250 мм, установленного на III драной системе, для удаления тепла.

Определяем количество тепла, выделяемое при работе одной пары вальцов:

$$I = 3600 \cdot N = 3600 \cdot 20,7 = 74520 \text{ кДж / ч},$$

где N – мощность, потребляемая для пары вальцов III драной системы ($N = 20,7$ кВт).

Первоначальное теплосодержание воздуха при входе в станок находим на рис.1, принимая температуру воздуха помещения $t_1 = +20^\circ\text{C}$, относительную влажность $\varphi_1 = 80\%$, $i_1 = 50,23$ кДж/кг. Конечное теплосодержание при выходе из станка определяем при $t_2 = +30^\circ\text{C}$, $\varphi_2 = 80\%$, $i_1 = 85,84$ кДж/кг.

Так как теплосодержание определили на 1 кг сухого воздуха, то плотность вычисляют по формуле:

$$\rho = \frac{P}{R \cdot T} = \frac{98100}{287 \cdot 303} = 1,127 \text{ кг / м}^3.$$

Подставляя полученные значения в формулу (22) при максимальном коэффициенте $a = 0,34$, получаем:

$$Q = \frac{a \cdot I}{\rho(i_2 - i_1)} = \frac{0,34 \cdot 74520}{1,127(85,84 - 50,23)} = 631 \text{ м}^3 / \text{ч}.$$

При минимальном коэффициенте $a = 0,29$ расход воздуха на аспирацию пары вальцов III дранной системы будет $Q = 538 \text{ м}^3 / \text{ч}$. По нормам ЦНИИпромзернопроекта, расход воздуха для III драной системы составляет $480 \text{ м}^3 / \text{ч}$.

Расчет расхода воздуха на аспирацию для очистки зерна от примесей и обогащения продуктов размола и шелушения зерна

Расход воздуха при аспирации оборудования для очистки зерна от примесей и продуктов шелушения от лузги, отличающихся аэродинамическими свойствами, рассчитывают (в $\text{м}^3 / \text{ч}$) по формуле:

$$Q = 3600 \cdot S_k \cdot v_k, \quad (23)$$

где S_k – площадь поперечного сечения пневмосепарирующего канала в том месте, где воздух пересекает слой зерна, м^2 ; v_k – скорость воздуха в пневмосепарирующем канале, м/с; прини-

мают меньше минимальной скорости витания очищаемого зерна $v_{\text{вз}}$ и больше скорости витания удаляемых примесей $v_{\text{вн}}$, т.е. $v_{\text{вз}} > v_{\text{вн}}$.

При очистке зерна пшеницы принимают $v_k < 6,0$ м/с, на продукты шелушения $v_k = 4-5$ м/с.

Для определения величины S_k можно использовать формулу:

$$S_k = aB,$$

где a – глубина канала, м (при удельной нагрузке 20...30, 40...50 и 50... 100 кг/(ч·см) величина a соответственно равна 80... 100, 100... 130 и 130...200 мм).

Меньшие удельные нагрузки принимают для мукомольных и крупяных заводов, большие – для элеваторов. При очистке крупы от лузги принимают удельную нагрузку 10-15 кг/(ч · см), а величину $a = 80$ мм.

Пример. Рассчитать расход воздуха в пневмосепарирующих каналах сепаратора ЗСМ-10 при очистке зерна пшеницы от примесей.

Из технической характеристики сепаратора находят ширину пневмосепарирующих каналов $B=1490$ мм, глубину $a=130$ мм и определяют площадь поперечного сечения пневмосепарирующего канала:

$$S_k = 1,49 \cdot 0,13 = 0,1937 \text{ м}^2,$$

$$Q_1 = 3600 \cdot S_k \cdot v_k = 3600 \cdot 0,1937 \cdot 6 = 4184 \text{ м}^3 / \text{ч}.$$

Задав скорость движения воздуха в канале первой продувки $v = 6$ м/с, находят расход воздуха.

Расход воздуха в канале второй продувки принимают равным или на 5-10 % больше, чем в канале первой продувки, т.е.

$$Q_2 = 1,05 \cdot 4184 = 4400 \text{ м}^3 / \text{ч}.$$

Общий расход воздуха для сепаратора ЗСМ – 10 составит:

$$Q = Q_1 + Q_2 = 4184 + 4400 = 8584 \text{ м}^3 / \text{ч}.$$

По нормам расход воздуха для сепаратора ЗСМ-10 равен 9000 м³/ч, что достаточно.

Количество воздуха при аспираторовании ситовеечных машин для обогащения крупок определяют по формуле (23), в которой S_k – площадь сит, продуваемых воздухом, м²; v_k – скорость воздуха над поверхностью сита и слоя продукта, м/с. Эту скорость принимают меньше скорости витания оболочечных частиц крупы, которые идут сходом с сита. Например, минимальная скорость витания оболочечных частиц крупной крупы 1 м/с, средней крупы 0,8, мелкой крупы 0,5, дунстов 0,4 м/с. Рекомендуют применять скорость воздуха для крупной крупы 0,6 м/с, для средней 0,45 м/с, для мелкой 0,36 м/с, для дунстов 0,31 м/с.

Нормы расхода воздуха и потери давления на аспирацию технологического и вспомогательного оборудования мукомольных, крупяных и комбикормовых заводов, по данным ЦНИИПромзернопроекта, приведены в книге: *Веселов С.А. Практикум по вентиляционным установкам*, М., Колос, 1982 (Приложение 5).

8. ПОТЕРИ ДАВЛЕНИЯ В ВОЗДУХОПРОВОДАХ

8.1. Сопротивление трения, коэффициент трения

Потери давления на трение возникают по всей длине воздухопровода и при данных его геометрических размерах и расходе воздуха зависят от режима течения и состояния поверхности трения, т.е. шероховатости стенок.

Потерю давления на трение в общем виде можно найти по формуле:

$$H_{mp} = \lambda \frac{l}{4R} \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2}, \text{Па} , \quad (24)$$

где λ – коэффициент трения; l – длина воздухопровода, м; R – гидравлический радиус поперечного сечения воздухопровода (отношение площади поперечного сечения к периметру), м; $\frac{\rho v^2}{2}$ – динамическое давление потока, Па.

Для круглого сечения воздухопровода гидравлический радиус равен:

$$R = \frac{\frac{\pi \cdot D^2}{4}}{\pi \cdot D} = \frac{D}{4}, \quad (25)$$

где D – диаметр воздухопровода.

После подстановки (25) в (24) расчетная формула примет вид:

$$H_{mp} = \lambda \cdot \frac{l}{D} \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2}. \quad (26)$$

Для прямоугольного сечения со сторонами a и b вводится понятие эквивалентного диаметра, равного:

$$D_y = \frac{2ab}{a+b},$$

и потери давления рассчитывают по той же формуле (26).

Воздухопроводы изготавливают из тонколистовой стали, черной или оцинкованной, поверхность которой не является абсолютно гладкой. Таким образом, внутренняя поверхность воздухопровода имеет микронеровности, которые усиливают трение воздуха при тении.

Средняя высота выступов представляет собой величину абсолютной шероховатости K , а отношение средней высоты выступов к

диаметру воздухопровода D называется относительной шероховатостью и обозначается $\varepsilon = K/D$.

В расчетных формулах обычно в качестве абсолютной принимается гидравлическая (эквивалентная) шероховатость, учитывающая не только высоту выступов, но также их форму и расположение. Величину абсолютной шероховатости K для черной кровельной стали принимают равной 0,02...0,04 мм, а для оцинкованной – 0,15 мм.

Режим течения потока внутри воздухопровода круглого сечения в соответствии с законами подобия наиболее полно характеризуется критерием Рейнольдса:

$$Re = \frac{v \cdot D}{\nu},$$

где v – средняя скорость потока воздуха, м/с; D – диаметр, м; ν – кинематическая вязкость воздуха, м²/с.

Если взять какой-либо воздухопровод с неизменной шероховатостью и определить для него коэффициент трения λ в зависимости от изменения числа Рейнольдса, например при постоянном диаметре и за счет увеличения скорости потока, полученную зависимость можно выразить в виде графика, который представлен на рис. 11.

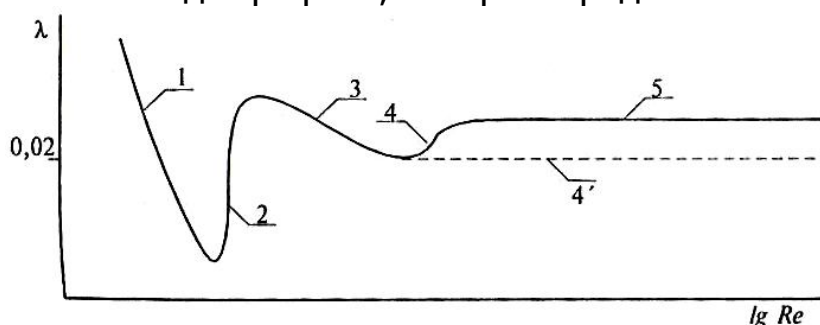


Рис.11. Зависимость коэффициента λ от числа Рейнольдса

При ламинарном течении (участок 1) при увеличении числа Рейнольдса коэффициент трения уменьшается и может быть подсчитан по формуле:

$$\lambda = \frac{64}{Re}.$$

Если это значение λ подставить в формулу потерь напора на трение, то можно получить следующую формулу:

$$H_{mp} = \frac{64}{Re} \cdot \frac{l}{D} \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2} = \frac{32 \cdot v \cdot l \cdot \rho \cdot v}{D^2}. \quad (27)$$

Следовательно, при ламинарном режиме течения для воздухопроводов заданных геометрических размеров (D и l const) и при неизменных физических константах потока (v и ρ const) потеря давления пропорциональна первой степени изменения скорости потока. При достижении критического числа Рейнольдса (-

2000...8000) режим течения изменяется (участок 2) и переходит в турбулентный.

Когда пограничный ламинарный слой покрывает выступы шероховатости, воздухопровод работает как гидравлически гладкий (участок 3), и коэффициент трения λ может быть определен по формуле Блазиуса:

$$\lambda = \frac{0,3164}{\text{Re}^{0,25}}.$$

Если это уравнение подставить в уравнение потерь давления на трение (26), то получим выражение для определения этих потерь:

$$H_{mp} = 0,3164 \left(\frac{v \cdot D}{\nu} \right)^{-0,25} \cdot \frac{l}{D} \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2} = \frac{0,1582 \cdot v^{0,25} \cdot l \cdot \rho}{D^{1,25}} \cdot v^{1,75}. \quad (28)$$

При увеличении числа Рейнольдса толщина пограничного слоя может стать меньше выступов шероховатости, в связи с чем возможно увеличение коэффициента λ (участок 4). Дальнейшее повышение числа Рейнольдса уменьшает толщину пограничного слоя, выступы шероховатости почти полностью открываются, число Рейнольдса практически не влияет на коэффициент λ (участок 5), и воздухопровод работает как гидравлически шероховатый. Иногда процесс идет по участку 4.

Наиболее проста и удобна для приближенного расчета гидравлически шероховатых труб формула Шифринсона:

$$\lambda = 0,1 \cdot \varepsilon^{0,25}.$$

В этом случае расчетная формула принимает вид:

$$H_{mp} = 0,1 \cdot \varepsilon^{0,25} \cdot \frac{l}{D} \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2}, \quad (29)$$

причем зависимость квадратичная по скорости потока.

8.2. Потери давления в местных сопротивлениях, коэффициент местных сопротивлений

Фасонные части воздухопроводов (отводы, тройки, диффузоры, конфузоры, внезапное расширение потока и т.д.) и оборудование, в которых потери давления возникают при изменении скорости или направления движения потока, называются местными сопротивлениями. Обычно в вентиляционных установках потери в местных сопротивлениях превосходят потери давления на трение.

Коэффициентом местного сопротивления называется отношение потери давления в данном местном сопротивлении к динамическому давлению в выбранном сечении:

$$\xi = \frac{H_{M.C.}}{\frac{\rho \cdot v^2}{2}}. \quad (30)$$

Динамическое давление, к которому относят коэффициент местного сопротивления, принимается для неменяющихся или наиболее суженных поперечных сечений, но с обязательным указанием выбранного места. Удобнее всего такое сечение брать в месте соединения с питающим воздухопроводом.

На практике при составлении таблиц и проведении расчетов значения коэффициентов местных сопротивлений считают зависящими только от соотношения геометрических размеров, а влиянием числа Рейнольдса и шероховатости стенок пренебрегают.

Существенное влияние на значения коэффициента местного сопротивления оказывает состояние входящего потока, обусловленное режимом течения, формой входа, расположением вблизи других местных сопротивлений. Значения коэффициентов местных сопротивлений, приводимые в справочной литературе, обычно соответствуют наличию на входе равномерного поля скоростей воздушного потока.

Потери давления на внезапное расширение потока

Как правило, в местных сопротивлениях при изменении сечения воздухопровода скорость потока изменяется. Это характерно для внезапного расширения потока, когда образуется вихревая область (рис.12). На ее образование расходуется энергия, называемая потерей давления на удар.

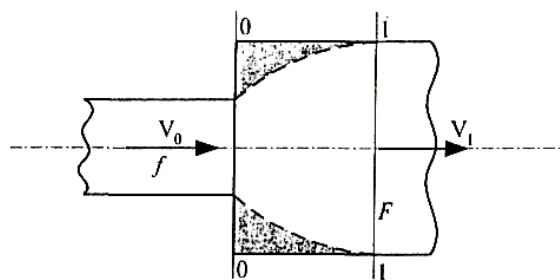


Рис. 12. Внезапное расширение воздухопровода

Эту потерю можно определить аналитическим путем. Для сечений 0-0 и 1-1 напишем уравнение Бернулли:

$$H_{cm0} + \frac{\rho \cdot v_0^2}{2} = H_{cm1} + \frac{\rho \cdot v_1^2}{2} + H_n,$$

откуда потери давления между сечениями 0-0 и 1-1 равны:

$$H_n = \frac{\rho}{2}(v_0^2 - v_1^2) - (H_{cm1} - H_{cm2}).$$

Применительно к объему, заключенному между двумя этими сечениями, запишем уравнение импульса сил:

$$(H_{cm_1} - H_{cm_2}) \cdot F = m(v_0 - v_1),$$

где $m = \rho \cdot F \cdot v_1$ [кг/с] – массовый расход воздуха.

Тогда

$$(H_{cm_1} - H_{cm_2}) = \rho \cdot v_1(v_0 - v_1).$$

После подстановки последнего уравнения в преобразованное уравнение Бернулли получим:

$$H_n = \frac{\rho}{2}(v_0^2 - v_1^2) - \rho \cdot v_1(v_0 - v_1).$$

После упрощения формула для расчета потерь примет следующий вид:

$$H_n = \frac{\rho}{2}(v_0 - v_1)^2, \quad (31)$$

т.е. потеря давления на удар равна динамическому давлению потерянной скорости.

Коэффициент местного сопротивления ξ на удар при внезапном расширении потока (относим его к динамическому давлению в узком сечении) равен:

$$\xi = \frac{\frac{\rho}{2}(v_0 - v_1)^2}{\frac{\rho}{2} \cdot v_0^2} = \left(1 - \frac{v_1}{v_0}\right)^2 = \left(1 - \frac{L/F}{L/f}\right)^2 = \left(1 - \frac{f}{F}\right)^2, \quad (32)$$

где f и F – соответственно площади трубы в узком и широком сечениях; для случая выхода воздуха в свободное пространство $F = \infty$, $\xi = 1$, L – объемный расход воздуха.

В общем случае, когда происходит изменение скорости воздушного потока, пользуются формулой:

$$\xi = K_{cm} \left(1 - \frac{f}{F}\right)^2,$$

где K_{cm} – коэффициент смягчения, определяемый опытным путем.

Потери давления в отводах

В отводах и коленах изменяется направление потока. Потери давления в них возникают в результате интенсивного вихреобразования при отрыве потока от стенок. Изготавливают отводы из листовой стали (рис.13).

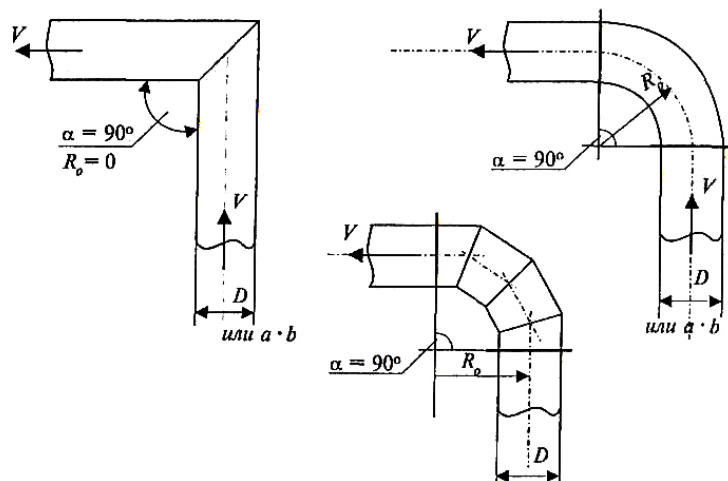


Рис.13. Различные виды отводов

Сопротивление отвода складывается из сопротивления на трение длины отвода $l_0 = \frac{\pi \cdot R_o \cdot \alpha}{180}$, прибавляемой к общей длине воздухопровода, и местного сопротивления со своим коэффициентом ξ .

Коэффициенты местных сопротивлений, отводов и колен находят по справочникам. Например, шероховатый отвод из звеньев круглого сечения (наиболее часто применяемый) имеет следующие значения коэффициентов местных сопротивлений ξ (табл.3).

Таблица 3

Угол отвода α_1 , град	ξ	
	$R, = 1,5 \cdot D$	$R, = 2 \cdot D$
30	0,08	0,07
60	0,14	0,12
90	0,18	0,15

Потери давления в тройниках

Фасонные части воздухопроводов, в которых происходит слияние или разделение двух потоков, называются тройниками. Тройники с симметричным расположением ответвлений называются штанообразными. Слияние и разделение трех потоков происходит в крестовинах.

Тройники бывают с круглым и прямоугольным поперечным сечением. Тройник состоит из проходного патрубка и ответвления (рис. 14). Геометрически тройник характеризуется углом примыкания боковой ветви α и отношением площадей поперечных сечений ответвления и прохода к общей площади, т.е. α , s_n/S , S_6/S , или

Q_6/Q , Q_n/Q и v_6/v , v_n/v , где S – сечение; Q – расход воздуха; v – скорость воздуха.

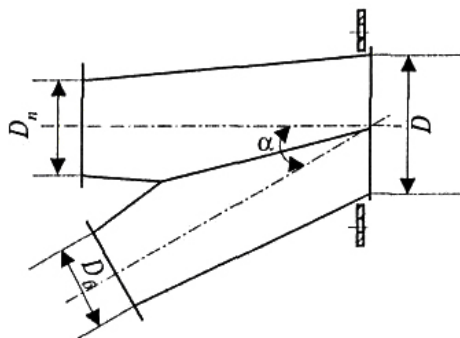


Рис.14. Тройник

Потери давления в тройнике возникают в результате вихреобразования при изменении скоростей проходящих потоков и в результате изменения направления движения в ответвлении.

Коэффициенты местных сопротивлений (ξ) тройников даются на ответвление и на проход отдельно. Коэффициенты местных сопротивлений тройников могут иметь отрицательный знак, что обусловлено эжекцией струй. Обычно $S = S_6 + S_n$; $\alpha = 30^\circ$ или 45° , в зависимости от диаметров, S , S_6 и S_n – соответственно площади сборного, бокового и проходного сечений тройника.

Коэффициенты местного сопротивления проводника берем из таблиц по отношению площадей S_n/S , S_6/S и расходов воздуха Q_6/Q . Коэффициенты местных сопротивлений конфузоров и диффузоров находят из таблиц по соотношениям геометрических размеров.

9. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ВОЗДУХОПРОВОДОВ

9.1. Методы расчета

Наиболее распространенными методами расчета воздухопроводов аспирационных систем являются метод полных давлений (разработан А.В. Панченко) и метод потерь давлений на единицу длины воздухопровода.

В основу метода полных давлений положен принцип суммирования всех потерь давлений, возникающих при перемещении воздуха по магистральному направлению, включая потери, возникающие при поступлении и выводе воздуха из помещения.

Главной магистралью сети называют сумму последовательных участков по направлению движения воздуха, создающих максимальные потери давления. Все остальные участки сети называются боко-

выми ответвлениями, или ветвями. Они не влияют на потери давления в сети, поскольку параллельны.

Расчетное давление вентилятора по методу полных давлений определяем по формуле (оно равно расчетному сопротивлению сети):

$$H_p = H_M + \sum H_{n.m.} + H_n + H_{вых} + H_{вак}, \quad (34)$$

где H_M – потери давления в аспирируемой машине первого участка главной магистрали, Па; $\sum H_{n.m.}$ – суммарные потери давления в воздухопроводах на участках главной магистрали, Па; H_n – потери давления в пылеотделителях, Па; $H_{вых}$ – потери давления на выхлоп, Па; $H_{вак}$ – вакуум в рабочем помещении, Па.

По методу полных давлений потери давления на трение и местные сопротивления определяют в долях динамического (скоростного) давления:

$$H_{nm} = \sum_{i=1}^{i=n} \left(\lambda \frac{l}{D} + \sum \xi \right) \frac{\rho \cdot v^2}{2}, \quad (35)$$

где λ – безразмерный коэффициент трения; $\sum \xi$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений; n – число участков воздухопровода по магистральному направлению, включая воздухопроводы до и после вентилятора; l , D – соответственно длина и диаметр участка воздухопровода.

Для упрощения расчетов аспирационных систем по методу полных давлений разработана номограмма, позволяющая по заданному расходу и скорости воздуха (L , v) определить диаметр трубы (D), отношение λ/D , H_d и другие величины.

При расчете аспирационных систем по методу потерь давления на единицу длины (второй метод) сумму потерь давления на перемещение воздуха по магистральному направлению определяют по формуле:

$$H_{nm} = \sum_{i=1}^{i=n} \left(R \cdot 1 + \sum \xi \frac{\rho \cdot v^2}{2} \right), \quad (36)$$

где $R = \frac{\lambda}{D} \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2}$ – потери давления на 1 м длины воздухопровода.

Остальные слагаемые в формуле для определения расчетного давления вентилятора остаются без изменений.

Потери давления в пылеотделителях в зависимости от типа вычисляют для циклонов по формуле:

$$H_n = H_y = \xi_y \frac{\rho \cdot v_{вх}^2}{2}, \quad (37)$$

где ξ_y – коэффициент сопротивления циклона; $v_{вх}$ – скорость воздуха во входном патрубке, м/с.

Для матерчатых фильтров сопротивление определяют в зависимости от удельной воздушной нагрузки на 1 м^2 фильтрующей ткани.

Потери давления на выходе воздуха в атмосферу:

$$H_{\text{вых}} = \xi_y \frac{\rho \cdot v^2}{2}, \quad (38)$$

где ξ_y – коэффициент сопротивления на внезапное расширение (удар), принимается равным 1,0.

Размер выхлопного патрубка рассчитывают так, чтобы скорость воздуха на выходе была не более 6 м/с. Вакуум в рабочем помещении $H_{\text{вак}} = 50 \text{ Па}$.

Общий расход Q воздуха аспирационной системы (т.е. воздуха, перемещаемого вентилятором) включает сумму расходов воздуха от аспирируемого оборудования ΔQ_i и присосы воздуха через неплотности сети и в пылеотделителях:

$$Q = 1,05 \sum Q_M + \Delta Q_{\text{н.о.}}, \quad (39)$$

где 1,05 – значения коэффициента, учитывающего присосы в сети; $\Delta Q_{\text{н.о.}}$ – присосы в пылеотделителе (для батарейных циклонов $\Delta Q_{\text{н.о.}} = 42 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$; для фильтров $\Delta Q_{\text{н.о.}} = 0,15 \cdot 1,05 \cdot \sum Q_M$).

При двухступенчатой очистке воздуха в батарейных циклонах и фильтре:

$$Q = 1,15(1,05 \sum Q_M + 42 \cdot 10^{-3}) \text{ м}^3/\text{с}. \quad (40)$$

Давление (напор) вентилятора

$$H_e = 1,1 \cdot H_p.$$

По значениям Q и H_e выбирают тип вентилятора.

Потребляемую мощность на валу электродвигателя вентилятора можно рассчитать по формуле:

$$N_{\text{дв}} = k_{\text{дв}} \frac{Q \cdot H_e}{\eta_e \cdot \eta_n \cdot \eta_{\text{пер}}} [Bm], \quad (41)$$

где $k_{\text{дв}}$ – коэффициент запаса мощности (при $N_e = 1,1 \dots 2,0$ – $k_{\text{дв}} = 1,2$; при $N_e = 2,1 \dots 5$ – $k_{\text{дв}} = 1,15$; при $N_e > 5$ – $k_{\text{дв}} = 1,1$; для осевых вентиляторов η_n и $\eta_{\text{пер}}$ – КПД подшипников и передачи ($\eta_n = 0,98$; $\eta_{\text{пер}} = 0,95$ – клиноременная передача; $\eta_{\text{пер}} = 0,98$ – муфта); η_e – КПД вентилятора

9.2. Расчет ответвлений аспирационных сетей

Расчет ответвлений аспирационных сетей включает определение потерь давления и диаметров трубопроводов. Потери давления в магистральном воздухопроводе (участке) до места подключения

ответвления и в ответвлении должны быть равны, включая аспирируемую машину M1 и M2 (рис.15):

$$\sum H_{AB} = H_{M2} + \left(\frac{\lambda}{D_x} \cdot l_2 + \sum \xi \right) \cdot \frac{\rho \cdot v_x^2}{2} = \sum H_{отв}(aB),$$

где $\sum H_{AB}$ – суммарное сопротивление участка AB (вместе с сопротивлением машины H_{M1}) главной магистрали; H_{M2} – сопротивление машины M2; D_x и v_x – искомые диаметр и скорость воздуха на боковом участке aB.

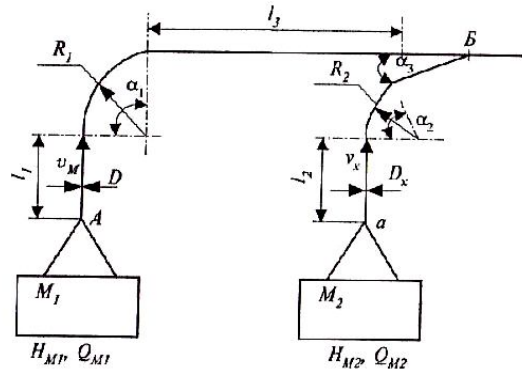


Рис.15 Схема ответвления ВУ

Уравнение равенства полных давлений решают методом интерполяции: задают скорость v_x , равную скорости воздуха v_M на участке главной магистрали, и по известному расходу Q_{M2} находят диаметр D_x , принимая ближайший стандартный.

По этим данным рассчитывают потери давления в боковом участке aB. Если различие сопротивлений на участке главной магистрали и в ответвлении менее 5%, то задача решена, т.е. $\sum H_{AB} \approx \sum H_{отв}(aB)$, что получается не всегда.

Чаще $\sum H_{AB}$ получается больше $\sum H_{отв}$. В этом случае несколько увеличивают скорость v_x и вновь рассчитывают $\sum H_{отв}$. Если $\sum H_{AB}$ все-таки остается больше $\sum H_{отв}$, то в ответвлении устанавливают одностороннюю или круглую диафрагму, сопротивление которой находят по формуле:

$$\Delta H = \sum H_{AB} - \sum H_{отв},$$

где ΔH – потери давления в диафрагме.

Определив коэффициент сопротивления диафрагмы:

$$\xi_d = \frac{\Delta H}{H_d},$$

находят основные размеры односторонней или круглой диафрагмы.

Недостаток диафрагм – скапливание пыли продукта в местах их установки. Поэтому круглые диафрагмы рекомендуется устанавливать только в вертикальных воздухопроводах, а односторонние – в верхней части горизонтального воздухопровода.

9.3. Характеристика аспирационной сети

Известно, что для участка воздухопровода можно написать уравнение:

$$H_{nm} = \left(l \frac{\lambda}{D} + \sum \xi \right) \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2} = \left(l \frac{\lambda}{D} + \sum \xi \right) \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \left(\frac{4Q_c}{\pi D^2} \right)^2 = \left[\left(l \frac{\lambda}{D} + \sum \xi \right) \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \left(\frac{4}{\pi D^2} \right)^2 \right] \cdot Q_c^2, \quad (42)$$

где Q_c – расход воздуха в аспирационной сети.

Для турбулентного режима λ и $\sum \xi$ не зависят от числа Рейнольдса, т.е. от V и D . Таким образом,

$$\left[\left(l \frac{\lambda}{D} + \sum \xi \right) \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \left(\frac{4}{\pi D^2} \right)^2 \right] = const = K.$$

Уравнение (42) можно представить в виде:

$$H_{nm} = K \cdot Q_c^2.$$

Если брать всю аспирационную сеть, то в ней величины H_M , H_P и $H_{ВЫХ}$ тоже можно считать постоянными, тогда для всей сети уравнение примет вид:

$$H_{cem} = K_c \cdot Q_c^2, \quad (43)$$

где K_c – коэффициент сопротивления всей сети. В общем случае

$$H_{cem} = K_c \cdot Q_c^n,$$

где $n = 1$ для ламинарного потока; $n = 1,75$ для турбулентного при гидравлически гладких воздухопроводах и $n = 2$ для турбулентного при гидравлически шероховатых воздухопроводах.

Коэффициент K_c зависит главным образом от геометрии и протяженности сети, и он тем больше, чем длиннее и сложнее сеть. Полученное уравнение (43) называется уравнением характеристики сети, а график, выражающий в соответствии с этим уравнением зависимость потери давления в сети от расхода воздуха, характеристикой сети.

Характеристика сети может быть построена по точкам при расчете потерь давления при различных расходах или получена опытным путем по замерам на аспирационной сети. По ней можно быстро и наглядно определить расход воздуха при заданных потерях давления, и наоборот. Наложение на характеристику сети характеристики вентилятора дает возможность по рабочей точке анализировать совместную работу вентилятора и сети.

Кривая характеристики сети, выраженная формулой (43), представляет собой параболу (рис.16), проходящую через начало координат. Точка A_1 является рабочей точкой для вентилятора, работающего при частоте вращения n_1 и характеристике сети I с рас-

ходом воздуха Q_1 и давлением вентилятора H_{Bv} , равным сопротивлению сети $H_{сети}$.

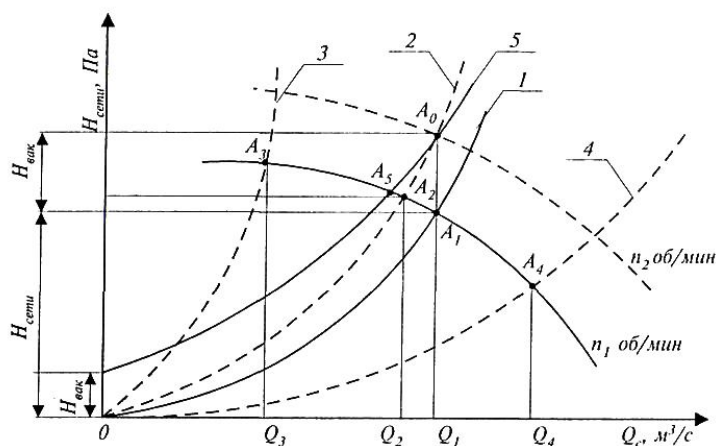


Рис.16. Характеристика аспирационной (вентиляционной) сети

Если в воздухопроводах осаждается пыль (небольшая скорость) или закупориваются аспирационные отверстия в оборудовании, то повышается K_c , и кривая характеристики становится круче (кривая 2). Рабочая точка переходит в A_2 , и расход воздуха уменьшается до Q_2 . Уменьшение расхода воздуха в сети приводит к уменьшению скорости воздуха, большему осаждению пыли, повышению K_c и кривая характеристики сети станет еще круче (кривая 3). При этом рабочая точка переместится в A_3 , расход воздуха резко уменьшится до Q_3 , и сеть прекращает эффективную работу, так как снижается КПД вентилятора, повышаются напор и расход энергии.

При эксплуатации возможны дефекты, которые уменьшают коэффициент сопротивления сети K_c , и кривая характеристики перемещается вправо, становится более полой (кривая 4). Такое явление возможно при нарушении герметизации сети (открыты смотровые люки на воздухопроводах или всасывающих фильтрах). При этом увеличивается расход воздуха и повышается потребляемая мощность на привод вентилятора.

Характеристика аспирационной сети может измениться также при наличии вакуума в рабочем помещении, который образуется обычно в отапливаемый период года в результате повышенных воздухообменов.

Вакуум в помещении равен разности атмосферных давлений в помещении P и снаружи P_a :

$$H_{вак} = P - P_a. \quad (43)$$

Величину вакуума в помещении измеряют микроманометром (рис.17).

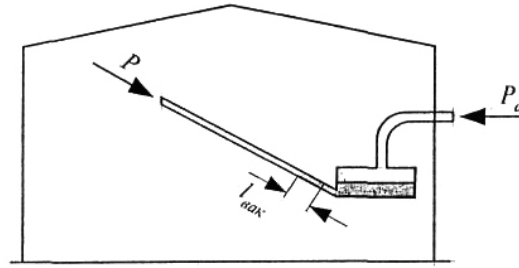


Рис.17. Измерение вакуума в производственном помещении

Вакуум в помещении изменяет уравнение характеристики сети, так как ее сопротивление увеличивается (кривая 5) и уравнение сети принимает вид:

$$H_{сет} = H_{вак} + K_c \cdot Q_c^2. \quad (44)$$

Кривая не проходит через начало координат, и рабочая точка смещается в A_5 . Растет сопротивление и уменьшается расход воздуха.

Устранить влияние вакуума можно двумя способами.

1) повысить частоту вращения вентилятора до n_2 об/мин, тогда рабочая точка переместится в A_0 . Этот способ требует регулируемого привода вентилятора, что в данном случае не рационально;

2) устранить или уменьшить вакуум уменьшением кратности воздухообмена, применить рециркуляцию или установить приточную вентиляционную установку.

Для построения характеристики сети достаточно одной пары, получаемой из расчета значений H и Q .

Пример. Построить характеристику сети, если из расчета известно, что $H = 500$ Па при $Q = 20000$ м³/ч, $H_{вак} = 100$ Па. Уравнение сети имеет вид:

$$H_{сет} = H_{вак} + K_c \cdot Q_c^2.$$

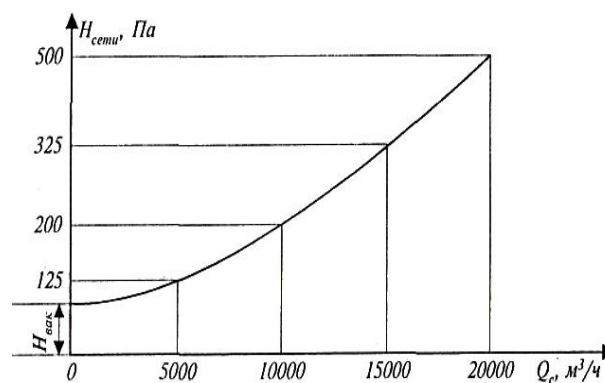


Рис.18. Характеристика аспирационной сети

Из уравнения определяем

$$K_c = \frac{H_c - 100}{Q_c^2} = \frac{500 - 100}{20000^2} = 1 \cdot 10^{-6}; \quad H_{сет} = 100 + 1 \cdot 10^{-6} \cdot Q_c^2.$$

Отсюда, задавая значениями Q , вычисляем $H_{сет}$ и по точкам строим график (рис.18).

10. ВЕНТИЛЯТОРЫ АСПИРАЦИОННЫХ СЕТЕЙ

Основными аэродинамическими характеристиками вентиляторов являются производительность и напор воздуха. Первая определяет количество проходящего агента и зависит от геометрических размеров вентилятора, а вторая – давление, создаваемое аппаратом путем закручивания и сжатия потока воздуха, что зависит от конструкции вентилятора.

10.1. Конструктивные типы

В вентиляционной технике применяются центробежные и осевые вентиляторы. Схема устройства центробежного вентилятора показана на рис.19. Основным рабочим органом является рабочее колесо 1, состоящее из отдельных лопастей, установленных между двумя стальными дисками. Колесо закреплено на валу и помещено в металлический спиральный корпус 2, изготовленный из листовой стали или отлитый из чугуна. При вращении рабочего колеса воздух засасывается через осевое отверстие 3, увлекается лопастями, создающими разрежение и закручивание потока, и вытесняется через выходное отверстие 4.

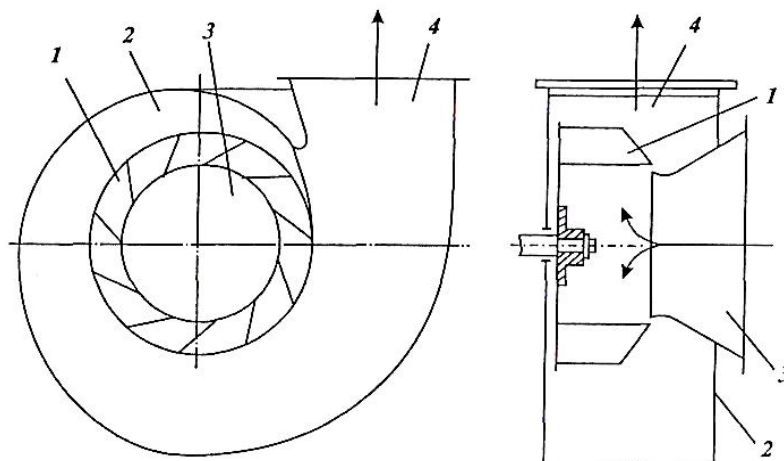


Рис.19. Схема центробежного вентилятора

Рабочее колесо вентилятора соединяется с валом при помощи литой или кованой ступицы и закрепляется консольно, т.е. имеет одну опору (при небольших размерах вентилятора предпочтитель-

нее размещать его непосредственно на валу электродвигателя). Большие вентиляторы имеют между электродвигателем и рабочим колесом промежуточный вал, опирающийся на два подшипника. На этом валу может располагаться шкив для привода от электродвигателя.

Схема устройства осевого вентилятора показана на рис.20. Основным элементом этого механизма является рабочее колесо 1, помещенное в металлический корпус 2. Рабочее колесо состоит из литой ступицы, в которой закреплены одним концом лопасти. Лопасти колеса, или лопатки, установлены под некоторым углом и являются отдельными частями винтовых поверхностей постоянного или радиально-переменного шага. При вращении рабочего колеса на передних и задних винтовых поверхностях лопаток создается разность давлений (по законам вихревой теории Н. Е. Жуковского), в результате чего воздух засасывается во входное, расширяющееся отверстие 3 корпуса и нагнетается в противоположное выходное отверстие 4.

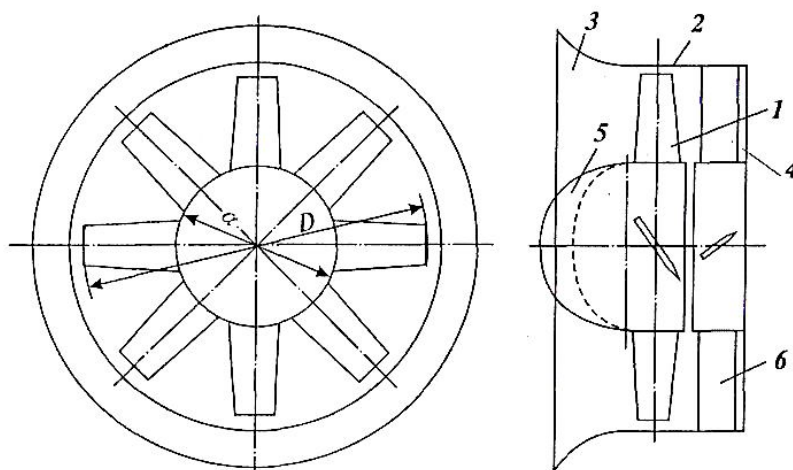


Рис.20. Схема осевого вентилятора

Ступица рабочего колеса обычно снабжена обтекателем 5, обеспечивающим плавный и свободный доступ воздуха к лопаткам, а непосредственно за рабочим колесом расположен спрямляющий аппарат 6, предназначенный для выравнивания закрученного вихревого потока воздуха.

Профиль поперечного сечения лопаток удобообтекаемой формы (сечение крыла самолета) может быть симметричным или несимметричным. Вентилятор с симметричным профилем сечения лопаток называется реверсивным, так как работает практически одинаково при разных направлениях вращения (по часовой стрелке и против). При несимметричном профиле сечения лопастей аэродинамические характеристики осевых вентиляторов существенно зависят

от направления вращения. При таком профиле лопасти осевого вентилятора должны вращаться тупой кромкой или выпуклостью вперед.

Государственные стандарты предусматривают серийный выпуск геометрически подобных вентиляторов, т.е. таких, у которых соответственные линейные размеры находятся в определенном соотношении (масштабе).

В соответствии с ГОСТ 10616 машиностроительные заводы изготавливают вентиляторы, в которых давление нагнетаемого воздуха достигает до $12000 \text{ Н/м}^2 (\text{Па})$. При этом принято условное деление всех вентиляторов на вентиляторы низкого ($H < 1000 \text{ Н/м}^2$), среднего ($1000 < H < 3000 \text{ Н/м}^2$) и высокого ($3000 \text{ Н/м}^2 < H < 12000 \text{ Н/м}^2$) давления. Более высокое давление воздуха создается в компрессорах.

Для вентиляторов низкого давления окружная скорость лопастей составляет не более 30 м/с , а для вентиляторов среднего давления – не более 60 м/с .

Современными типами центробежных вентиляторов являются Ц4-75, Ц9-57, Ц14-46, ЦП7-40, Ц4-70 и др., а осевых – М, МЦ, Д, В, У, УК-2, ЦЗ-04 и др. Как центробежные, так и осевые вентиляторы характеризуются высокой экономичностью (КПД 0,7 и более).

Отдельные серии геометрически подобных вентиляторов различаются не только по размерам и конструктивным особенностям, но и по так называемому критерию быстроходности. Если через Q обозначить производительность ($\text{м}^3/\text{с}$), через H напор, или давление (Н/м^2), через n скорость вращения (рад/с) при постоянной плотности газа ρ (кг/м^3), то все геометрически подобные вентиляторы одной серии при оптимальном режиме, т.е. при максимальном КПД, независимо от размеров имеют одинаковое условное число оборотов:

$$n_y = 53 \cdot \frac{\sqrt{Q} \cdot n}{H^{0,75}},$$

что и называют критерием быстроходности. Этим критерием быстроходности принято пользоваться при выборе конструктивного типа вентиляторов: при $n_y < 100$ выбирают центробежные, а при $n_y > 100$ – осевые. Это значит, что центробежные вентиляторы следует применять при высоких напорах, а осевые – при относительно больших количествах перемещаемого воздуха и небольших давлениях.

В принципе осевые вентиляторы работают при более высоких КПД, так как благодаря их конструктивным особенностям отсутствуют потери напора от резкого поворота воздушного потока.

Осевые вентиляторы имеют меньшие габариты, их легко изготовить реверсивными, а мощность их мало зависит от изменения производительности.

Классификация вентиляторов обычно осуществляется по принадлежности к определенному конструктивному типу (центробежные осевые или специальных конструктивных решений); по назначению (центробежные общего использования, центробежные пылевые, дымососы, дутьевые и др.); по создаваемому напору (низкого, среднего и высокого давления); по направлению вращения (правого вращения – по часовой стрелке, если смотреть со стороны привода, и левого – против часовой стрелки); по критерию быстроходности при оптимальном режиме (эта величина комплексно характеризует такие основные показатели, как напор, производительность и окружную скорость); по номеру, выражающему размер рабочего колеса в дециметрах; по исполнению, соответствующему определенному конструктивному решению (проекту) (непосредственное соединение с валом электродвигателя или через ременную передачу).

В соответствии с действующим стандартом введена типовая маркировка вентиляторов. Так, марка «Ц9-57 с.д., № 5, исполнение 1, правый» присвоена центробежному вентилятору серии 9 быстроходностью 57, среднего давления, № 5 (диаметр рабочего колеса 0,5м), непосредственно соединенному с электродвигателем и имеющему правое вращение. Дополнительно следует указать положение кожуха, обеспечивающее требуемое направление выходного отверстия.

Как показали испытания вентиляторов, для каждого конструктивного типа, серии и размера существуют оптимальные (выгоднейшие по КПД) значения производительности и напора, а также предельная окружная скорость рабочего колеса. Последняя характеристика обычно устанавливается по расчету или по условиям механической прочности лопастей рабочего колеса либо по величине создаваемого шума. По этим причинам максимальная окружная скорость для большинства вентиляторов равна 60 м/с.

Характеристики, полученные при испытаниях каждой серии вентиляторов, представляются в виде диаграмм или номограмм, которые используют для выбора необходимого вентилятора по производительности и напору. Наличие таких диаграмм исключает необходимость подробного аэродинамического расчета и расчета прочности и позволяет ограничиться только выбором типа и размера вентилятора из выпускаемой серии.

Напор H , создаваемый вентилятором, затрачивается в сети на преодоление сопротивлений в линии всасывания $H_{вс}$ (на трение и местные сопротивления), на преодоление аналогичных сопротивлений в линии нагнетания $H_{нг}$ и на создание необходимого динамического напора H_d струи воздуха:

$$H_d = \frac{\rho \cdot v^2}{2g} \text{ мм.вод.ст., или } H_d = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2 \text{ н / м}^2,$$

где v – скорость воздуха в воздухопроводе, м/с; ρ – плотность воздуха, равная $1,2 \text{ кг/м}^3$.

Таким образом,

$$H = H_{\text{вс}} + H_{\text{из}} + H_{\text{д}}.$$

Одним из основных требований действующих государственных стандартов является достижение наиболее высокого КПД, который в зависимости от типа и серии должен быть не менее $0,6$ – $0,7$. Коэффициент полезного действия при испытаниях вентилятора определяется выражением:

$$\eta = \frac{Q \cdot H}{1000 \cdot N},$$

где N – мощность на валу рабочего колеса, измеренная без учета механических потерь в подшипниках и передаче от электродвигателя.

Анализ уравнения показывает, что зависимость КПД от производительности вентилятора характеризуется кривой линией, выходящей из начала координат и имеющей четко выраженный максимум. При наибольшем значении КПД достигается так называемый оптимальный, или выгоднейший, режим работы вентилятора, а получаемая при этом производительность называется оптимальной. Выбор вентилятора следует производить по оптимальной производительности.

10.2. Условия подобия вентиляторов

Пропорциональное изменение основных геометрических размеров вентилятора позволяет осуществлять расчетным путем переход от характеристик одного исходного вентилятора к характеристикам других номеров вентиляторов той же серии. Это обстоятельство может исключить необходимость использования многочисленных диаграмм, построенных для каждого вентилятора одной и той же серии. При этом следует соблюдать следующие условия.

1. При пропорциональном изменении геометрических размеров с сохранением режима, т.е. при $n = \text{const}$ и $p = \text{const}$, получим:

$$\frac{u_0}{u_1} = \frac{D_0}{D_1}; \quad \frac{H_0}{H_1} = \left(\frac{u_0}{u_1} \right)^2 = \left(\frac{D_0}{D_1} \right)^2;$$
$$\frac{Q_0}{Q_1} = \left(\frac{D_0}{D_1} \right)^3; \quad \frac{N_0}{N_1} = \frac{Q_0 \cdot H_0}{Q_1 \cdot H_1} = \left(\frac{D_0}{D_1} \right)^5.$$

В этих формулах индексами «0» обозначаем исходные характеристики, а индексами «1» – вновь определяемые.

При этом предполагаем, что выполняются также условия кинематического и динамического подобия, т.е. сохраняются условия

обтекания лопастей потоком воздуха (с учетом их формы); коэффициенты полезного действия остаются постоянными.

2. Для вентилятора одного и того же номера, т.е. при сохранении геометрических размеров и плотности потока воздуха, с изменением режима его работы только за счет угловой скорости получим:

$$\frac{Q_0}{Q_1} = \frac{u_0}{u_1} = \frac{n_0}{n_1}; \quad \frac{H_0}{H_1} = \left(\frac{n_0}{n_1}\right)^2; \quad \frac{N_0}{N_1} = \left(\frac{n_0}{n_1}\right)^3.$$

3. При одновременном изменении геометрических размеров вентилятора, угловой скорости и плотности воздуха получим:

$$\frac{Q_0}{Q_1} = \frac{n_0}{n_1} \cdot \left(\frac{D_0}{D_1}\right)^3 \cdot \left(\frac{\rho_0}{\rho_1}\right); \quad \frac{H_0}{H_1} = \left(\frac{n_0}{n_1}\right)^2 \cdot \left(\frac{D_0}{D_1}\right)^2 \cdot \left(\frac{\rho_0}{\rho_1}\right);$$

$$\frac{N_0}{N_1} = \left(\frac{n_0}{n_1}\right)^3 \cdot \left(\frac{D_0}{D_1}\right)^5 \cdot \left(\frac{\rho_0}{\rho_1}\right).$$

Приведенные формулы перехода характеристик при сохранении условий подобия подтверждают также неизменность критерия быстротходности.

Пользуясь этими соотношениями, покажем на примере переход к характеристикам геометрически подобного вентилятора, помня, что КПД должен быть выгоднейшим.

Пример. Для вентилятора серии Ц4-70 № 5 известны его характеристики при максимальном КПД, равном 0,8, и $p = const$, $n = 100 \text{ рад/с}$; $H_0 = 380 \text{ Н/м}^2$; $Q = 4150 \text{ м}^3/\text{ч}$.

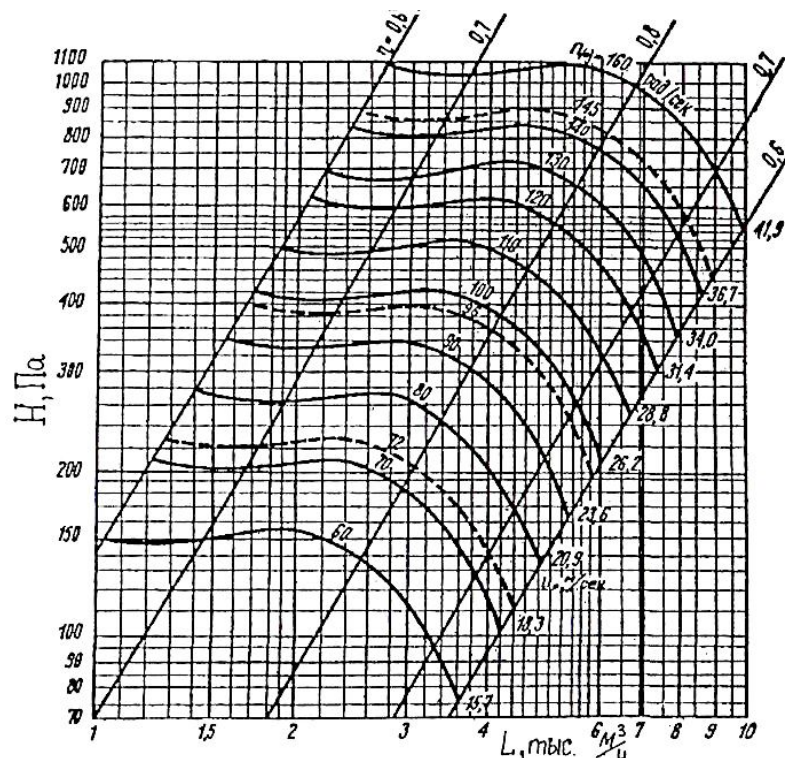


Рис. 21. Характеристики центробежного вентилятора Ц4-70 № 5

Требуется определить те же характеристики для вентилятора № 8 той же серии при той же угловой скорости. Производительность вентилятора № 8:

$$Q_1 = \frac{Q_0}{\frac{n_0}{n_1} \cdot \left(\frac{D_0}{D_1}\right)^3} = \frac{4150}{\frac{100}{100} \cdot \left(\frac{0,5}{0,8}\right)^3} = \frac{4150}{0,244} \cong 17000 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Давление в вентиляторе будет:

$$H_1 = \frac{H_0}{\left(\frac{D_0}{D_1}\right)^2} = \frac{380}{0,39} = 975 \text{ Н/м}^2.$$

Характеристики вентилятора, полученные при лабораторных испытаниях головного образца каждой модели, наносят на график, имеющий логарифмическую сетку: по горизонтальной оси – для производительности вентилятора и по вертикальной – для давления. На этом графике значения одинаковых коэффициентов полезного действия выражаются прямыми наклонными линиями, а постоянные числа оборотов, или, иначе, окружные скорости рабочего колеса вентилятора, – в виде кривых линий. Эти два семейства кривых совместно с указанными масштабами на логарифмических сетках для производительности и напора позволяют сделать выбор оптимального вентилятора.

10.3. Выбор вентилятора по диаграммам

Пример. Требуется подобрать вентилятор, обеспечивающий производительность 40000 м^3 воздуха в час при давлении 1200 Н/м^2 .

Из общих соображений выбираем серию Ц4-70 с высоким КПД. Из диаграмм характеристик вентилятора этой серии можно видеть, что все модели до № 8 включительно не могут удовлетворить условиям задания по производительности, и выбор можно сделать только для моделей №№ 10, 12 и 16. Номограммы вентиляторов серии Ц4-70 приведены на рис.22-24.

По заданной производительности и напору определяем: для модели № 10 $\eta = 0,75$ при $n = 98 \text{ рад/с}$; для модели № 12 $\eta = 0,79$ при $n = 73 \text{ рад/с}$; для модели № 16 $\eta = 0,70$ при $n = 54 \text{ рад/с}$.

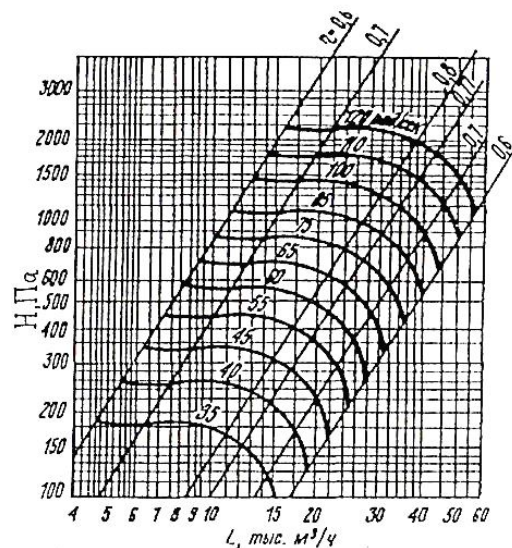


Рис.22. Характеристики центробежного вентилятора Ц4-70 № 10

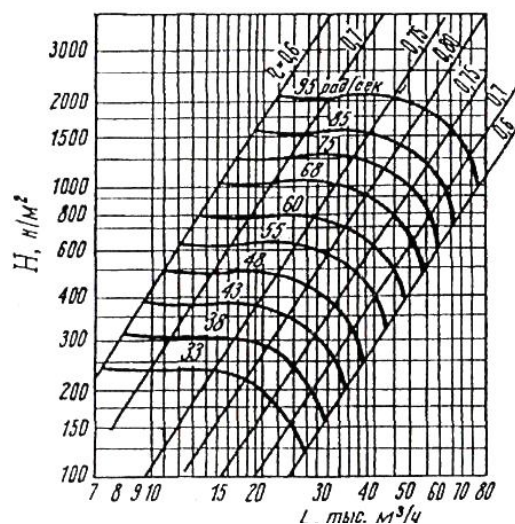


Рис.23. Характеристики центробежного вентилятора Ц4-70 № 12

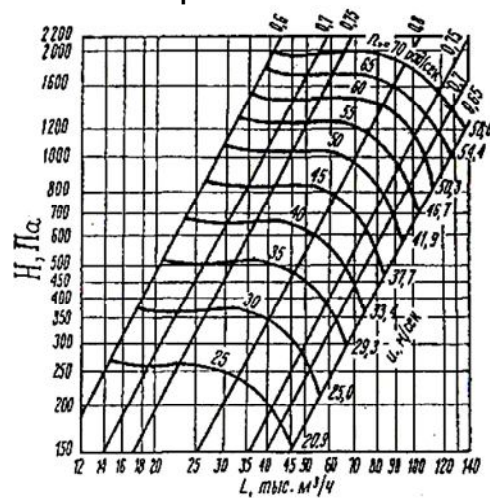


Рис.24. Характеристики центробежного вентилятора Ц4-70 № 16

Следовательно, из этой серии вентиляторов наиболее выгодной будет модель № 12, обеспечивающая получение наиболее выгодного КПД и удовлетворяющая условию задания.

11. ОЧИСТКА ВОЗДУХА ОТ ПЫЛИ

11.1. Измерение запыленности воздуха

Запыленность воздуха может быть определена прямыми способами (весовым и количественным) и косвенными (фотометрическим, электростатическим и др.). Запыленность воздуха измеряют в рабочем помещении, внутри воздуховодов, в оборудовании, в фильтрах и циклонах для выявления взрывоопасных концентраций.

Наибольшее распространение как наиболее простой и надежный получил весовой способ с определением количества пыли (мг), приходящегося на 1 м^3 воздуха. На рис.25 представлена схема установки для измерения запыленности воздуха весовым способом. При определении запыленности воздуха применяют специальные патроны с круглыми фильтрами из синтетических материалов типа АФА-ВП-10 и АФА-ВП-18 (аналитические фильтры аэрозольные весовые перхлорвиниловые площадью 10 и 18 см^2).

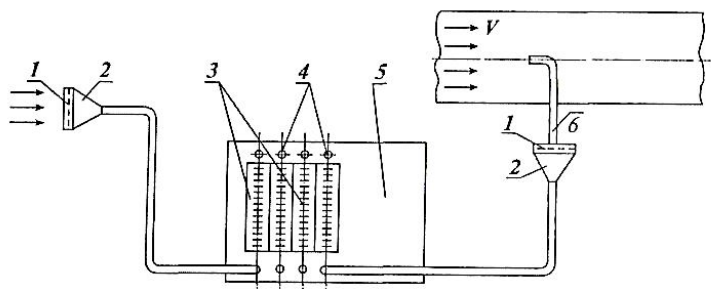


Рис.25. Схема установки для измерения запыленности воздуха:
1 – фильтр; 2 – патрон; 3 – ротаметры; 4 – регуляторы расхода воздуха; 5 – ротационная воздуходувка; 6 – трубка для забора запыленного воздуха

При отсутствии фильтров применяют аллонж с ватным фильтром: стеклянный цилиндр диаметром 20 мм и длиной 100 мм, заканчивающийся конусами с патрубками диаметром 8... 12 мм для соединения резиновых трубок.

Цилиндр на длине 40 мм заполнен равномерным слоем стекловаты так, чтобы сопротивление слоя было не менее 4000 Па при расходе воздуха 10 л/мин.

Пылезаборную трубку устанавливают в воздуховоде так же, как и пневмометрическую, и отбирают пробы в тех же точках, где измеряют динамическое давление. Пылезаборная трубка имеет шлифованный внутренний диаметр 4...6 мм.

Для более точных замеров концентрации пыли в воздуховодах необходимо соблюдать условие изокINETичности потоков, а также отбирать пробы не менее чем в 6 точках по двум взаимно перпендикулярным направлениям. Сечения для отбора проб следует брать на выравненных потоках на прямых участках, исключая влияние завихрений и сил тяжести.

Условие изокINETичности потоков заключается в том, что скорость воздуха в пылезаборной трубке должна быть равна скорости воздуха в воздуховоде. Скорость воздуха в отверстии пылезаборной трубки регулируют изменением расхода q (л/мин), просасываемого через фильтр ротационной воздуходувной машиной, вращением регулятора, наблюдая по шкале ротаметра. Объемы просасываемого запыленного воздуха принимают в зависимости от предполагаемой концентрации пыли следующими: $< 2 \text{ мг/м}^3$; $2... 10$; $10...20$; $20...50$; $50... 150 \text{ мг/м}^3$; $> 150 \text{ мг/м}^3$ – соответственно объемы: 1000; 500; 400; 300; 200 и 100...50 л.

Запыленность воздуха (мг/м^3) определяем по формуле:

$$\mu = \frac{1000 \cdot (A_2 - A_1)}{q \cdot t}, \quad (45)$$

где A_1 и A_2 – соответственно массы фильтра или аллонжа до и после опыта, мг; q – расход воздуха по ротаметру, л/мин; t – время отбора пробы, мин.

Минимальное и максимальное время отбора пробы определяется по формулам:

$$t_{\min} = \frac{1000 \cdot A_{\min}}{\mu \cdot q},$$

где A_{\min} – минимальная привеска фильтра ($A_{\min} - 1 \text{ мг}$); μ – предполагаемая запыленность (мг/м^3);

$$t_{\max} = \frac{1000 \cdot A_{\max}}{\mu \cdot q},$$

где $A_{\text{тлх}}$ – максимальная привеска пыли в фильтре (для фильтров АФА-ВП-18 $A_{\text{тлх}} = 50 \text{ мг}$; для АФА-ВП-10 – 25 мг).

Фотометрический способ определения запыленности воздуха основан на принципе измерения величины ослабления светового потока, проходящего через слой запыленного воздуха.

Фотопылемеры Ф-1 и Ф-2 предназначены для контроля запыленности воздуха в угольных шахтах и деревообрабатывающих це-

хах. Принцип действия заключается в том, что луч света проходит через слой запыленного воздуха, отражается от зеркала и сконцентрированным пучком попадает на фотосопротивление.

Электростатические пылемеры основаны на способности частиц пыли приобретать и сохранять электрические заряды. Электрические заряды, полученные в результате трения частиц о плоскость электростатического датчика, установленного неподвижно в воздуховоде, воздействуют на электронно-релейную схему и преобразуются в показания прибора. Недостаток этого способа – низкая точность измерения запыленности.

11.2. Основные показатели работы пылеотделительных устройств

К основным показателям работы любого пылеотделительного устройства относятся: эффективность пылезадержания, аэродинамическое сопротивление и пылеемкость.

По размеру частиц различают мелкую (до 10 мкм), среднюю (до 200 мкм) и крупную (> 200 мкм) пыль. Физико-механические свойства пыли (плотность, влажность, смачиваемость, гигроскопичность) в сочетании с размерами частиц являются основанием для подбора или разработки конструкции пылеуловителя.

Тип пылеуловителя выбирается в зависимости от степени очистки, требуемой по условиям производства.

1. Качество очистки воздуха (газа) от взвешенных твердых пылевидных частиц определяют по процентному отношению концентрации пыли до и после очистки. Эффективность работы пылеотделителя (пылезадержания) рассчитывают по формуле:

$$\eta = \frac{\mu_1 - \mu_2}{\mu_1} \cdot 100\% , \quad (46)$$

где μ_1 и μ_2 – концентрации взвешенных частиц соответственно до и после очистки, мг/м³.

2. Вторым показателем работы пылеотделительного устройства является аэродинамическое сопротивление. В аспирационных системах циклоны и фильтры являются элементами сети. На преодоление сопротивления прохождению воздуха через них затрачивается значительная часть располагаемого давления вентилятора.

Чрезмерное высокое сопротивление пылеотделителя может являться следствием его неправильного выбора или его засорения, что нарушает эффективность работы системы в целом. Для всех пылеотделительных устройств сопротивление (потеря давления) зависит от расхода воздуха (газа) и определяется выражением:

$$H_n = K_n \cdot Q^n,$$

где K_n – коэффициент пропорциональности; n – показатель, отражающий конструктивные особенности пылеотделителя ($n = 1,5 \dots 2,0$); Q – расход воздуха.

У многих пылеотделителей (например, инерционных, электрофильтров, акустических) при неизменном расходе воздуха сопротивление в процессе работы остается постоянным.

Однако у большинства фильтров контактного действия сопротивление в процессе работы растет и может в два раза превысить начальное вследствие оседания пыли.

3. Под пылеемкостью понимается масса пыли, которую пылеотделитель (фильтр) способен поглотить в процессе непрерывной работы, сохраняя в допустимых пределах величины эффективности пылезадержания и аэродинамического сопротивления. После того как количество пыли достигло значения предельной пылеемкости, необходимо: опорожнить пылесборник; произвести промывку, встряхивание или продувку фильтрующего слоя; заменить фильтрующие элементы. В общем случае показатель предельной пылеемкости должен быть учтен при выборе фильтра.

11.3. Классификация и основные типы пылеотделительных устройств

По принципу действия существующие пылеотделительные устройства можно классифицировать по следующим группам:

- инерционные, или центробежные циклоны, в которых выделение взвешенных частиц пыли происходит за счет сил инерции при резком изменении направления движения воздушного потока;
- пылеотделительные камеры, работающие на принципе осаждения частиц пыли, имеющих значительную массу, т.е. за счет сил тяжести;
- пылеотделители, работающие на принципе улавливания частиц пыли, смачиваемых водой;
- матерчатые фильтры, удерживающие частицы пыли, размер которых превышает размер пор хлопчатобумажной ткани;
- электроочистительные установки, работающие на принципе ионизации молекул газа и зарядки взвешенных частиц в электрическом поле постоянного тока.

Тип пылеуловителя выбирается в зависимости от степени очистки, требуемой по условиям производства. Как упоминалось ранее, качество очистки воздуха от взвешенных твердых частиц материала определяется по процентному отношению концентрации пыли до и после очистки.

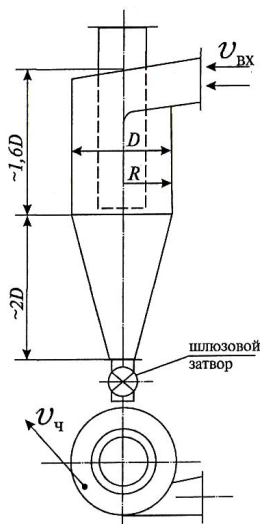


Рис.26. Схема циклона

На мукомольных, крупяных и комбикормовых заводах нашли широкое применение инерционные центробежные пылеотделители (циклоны) и матерчатые рукавные фильтры. Кроме того, в системах с рециркуляцией воздуха применяются мокрые фильтры с водяной завесой.

Циклоны – наиболее простые, надежные и сравнительно дешевые пылеулавливающие устройства. Корпус циклона состоит из цилиндрической и конусной частей. Запыленный воздух поступает по входному патрубку в верхнюю часть цилиндра. Входной патрубок расположен по касательной к цилиндру и с небольшим уклоном книзу для придания потоку вращательного движения с направлением вниз (рис.26).

Циклоны работают на принципе выделения частиц пыли в поле центробежных сил. Эффективность работы циклона пропорциональна величине центробежной силы, действующей на частицы пыли диаметром d_4 во вращательном движении.

$$F_{\text{ц}} = m \cdot \omega^2 \cdot R = \frac{\pi \cdot d_4^3 \cdot \rho_{\text{ч}}}{6} \cdot \frac{v_{\text{ч}}^2}{R},$$

где $\rho_{\text{ч}}$ – плотность материала частицы; $V_{\text{ч}}$ – окружная скорость частицы; m – масса частицы.

Чем меньше диаметр частицы (d_4) и $\rho_{\text{ч}}$, тем больше должна быть скорость вихревого потока для получения той же центробежной силы.

При сохранении свойств частицы увеличение скорости движения и уменьшение радиуса циклона повышает эффективность работы циклона, однако, повышает и его аэродинамическое сопротивление:

$$H_{\text{ц}} = \xi_{\text{ц}} \frac{\rho_{\text{в}} \cdot V_{\text{вх}}^2}{2}, \quad (47)$$

где $V_{\text{вх}}$ – скорость воздуха во входном патрубке, пропорциональна квадрату скорости входа воздуха в циклон. К тому же при $V_{\text{вх}} > 20$ м/с ухудшается эффективность пылезadržания циклона в связи с отрывом частиц от стенки. Для повышения эффективности работы циклонов уменьшают их диаметры, а соответствующую нагрузку по производительности получают увеличением количества одновременно работающих циклонов с установкой их в батарею.

Циклоны подбирают по заданной производительности по воздуху с проверкой расчетом $V_{\text{вх}}$, которая должна быть в пределах

15...18 м/с. Степень очистки циклонов может достигать 99,5%. Циклоны устанавливают на всасывающей и напорной линиях сети. Промышленность выпускает большую гамму одиночных и батарейных циклонов типа ЦОЛ, БЦ, ОТИ, ЧБЦШ и др., данные о которых приводятся в справочной литературе.

11.4. Рукавные фильтры. Схема, методы очистки ткани. Устройство всасывающих фильтров

Всасывающий фильтр состоит из следующих основных частей: корпуса (шкафа) прямоугольной или цилиндрической формы, фильтровальных рукавов диаметром 120...200 мм, длиной 1 800...2 000 мм, устройства для очистки фильтровальных рукавов от осажденной на них пыли и устройства для удаления осажденной пыли.

По способу очистки фильтровальных рукавов фильтры бывают: с двойной очисткой; с встряхиванием и обратной продувкой атмосферным воздухом (фильтры ФВ и Г4-1БФМ); с одинарной очисткой: с обратной продувкой рукавов атмосферным воздухом (те же марки), с обратной продувкой рукавов воздухом от вентилятора высокого давления и обратной импульсной продувкой рукавов сжатым воздухом от компрессора (фильтры РЦИ и РЦИЭ).

Схемы очистки воздуха от пыли во всасывающих фильтрах показаны на рис.27. В фильтре с продувкой рукавов атмосферным воздухом (рис.27,а – слева) запыленный воздух поступает внутрь рукавов через конусный сборник для пыли, очищается, входит в шкаф фильтра и уносится в аспирационную сеть вентилятором через клапанную коробку.

Во время очистки рукавов секция фильтра отключается от вентилятора, открывается продувочное отверстие и атмосферный воздух продувает ткань снаружи вовнутрь, очищая её от пыли (рис.27,б – справа).

Подсос в фильтрах шкафного типа, включая приток воздуха на продувку рукавов, не должен превышать 15 %.

В фильтрах Г4-1БФМ предусмотрена очистка ткани путем встряхивания рукавов и обратной продувки атмосферным воздухом. Всасывающий фильтр Г4-1БФМ показан на рис.28, а техническая характеристика фильтров дана в табл.4. Этот фильтр отличается конструкцией продувочно-встряхивающего механизма, в нем применен эксцентриково-храповый механизм; сборный конус для пыли имеет три шнека вместо двух, что устраняет сводообразование и подпор пыли; привод распределительного вала 18 осуществлен эксцентриковым и храповым механизмами; вместо трех встряхивающих кулачков применен один кулачок.

Сжатый воздух

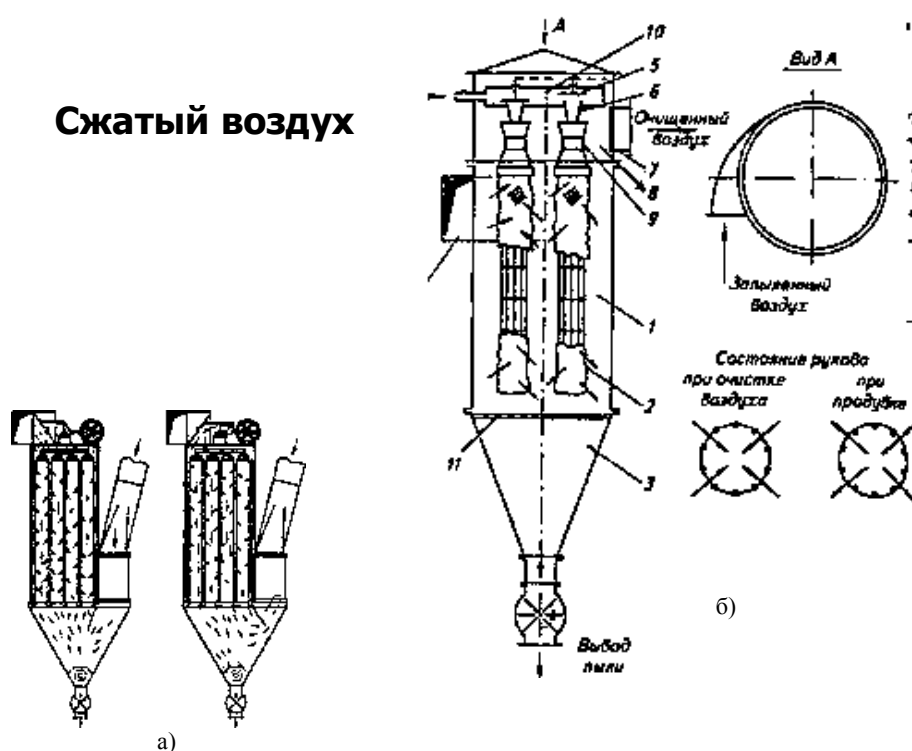


Рис.27. Схемы работы фильтра РЦИ (РЦИЭ): а – фильтр со встряхивающим механизмом и однократной продувкой атмосферным воздухом (слева рабочий режим, справа – момент очистки ткани); б – фильтр с импульсной продувкой рукавов сжатым воздухом; 1 – камера запыленного воздуха; 2-рукав; 3 – конус; 4 – входной патрубок; 5 – клапан; 6 – сопло; 7 – выходной патрубок; 8 – камера очищенного воздуха; 9 – труба Вентури; 10 – камера сжатого воздуха; 11 – решетка

Таблица 4

Техническая характеристика всасывающих фильтров Г4-1БФМ

Фильтр	Число секций	Фильтрующая площадь, м ²	Число рукавов	Размеры фильтра, мм						Масса, кг
				А	Б	В	Г	Д	Е	
Г4-1БФМ-30	2	30	36	1670	1205	1034	300	400	1215	1100
Г4-1БФМ-45	3	45	54	2200	1720	1550	350	500	1730	1400
Г4-1БФМ-60	4	60	72	2700	2240	2070	400	560	2245	1650
Г4-1БФМ-90	6	90	108	3750	3275	3104	450	710	3170	2220

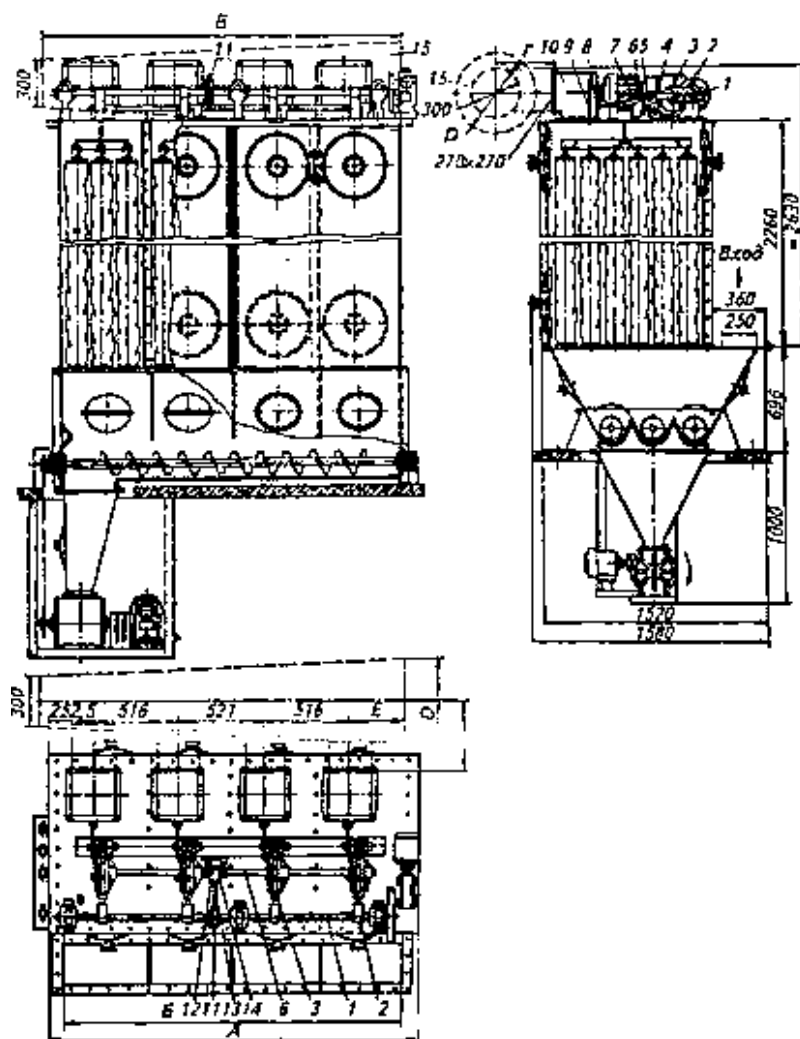


Рис.28. Всасывающий фильтр Г4-1БФМ: 1 – эксцентриковый вал; 2 – встряхивающий кулачок; 3 – рычаг; 4 – наклонный рычаг; 5 – кулачок; 6 – распределительный вал; 7 – тяга; 8 – продувочный клапан; 9 – рабочий клапан; 10 – выходная коробка; 11 – эксцентриковый механизм; 12 – храповое колесо с диском; 13 – шатун; 14 – рабочее храповое колесо; 15 – выходной коллектор

В каждом фильтре применено два одинаковых электродвигателя (мощностью 0,55 кВт и частотой вращения $n=1370$ об/мин). Один электродвигатель используется для привода продувочно-встряхивающего механизма, второй – шлюзового затвора. Допустимое разрежение внутри фильтра не более 3000 Па. Продолжительность встряхивания и продувки рукавов каждой секции 12...15 с вместо 30с в фильтре ФВ, высота подъема рукавов при встряхивании 40мм. Число ударов встряхивающего механизма за цикл продувки семь. Интервал между циклами продувки и встряхивания 3...4 мин.

Рукавные встряхивающиеся тканевые фильтры применяются для улавливания как тонких, так и грубых фракций пыли. Они обла-

дают достаточно высокой эффективностью пылезадержания (до 99,8%). К недостаткам этих фильтров относят сложность конструкции, громоздкость, необходимость высококвалифицированного обслуживания.

На мукомольных заводах в основном применяются фильтры типа ГЧ-1БФМ-30; 45; 60; 90 (цифра – суммарная площадь фильтрующей поверхности в м²). Фильтрующим элементом таких фильтров является матерчатый рукав диаметром 135 мм и длиной 2090 мм, изготовленный из фильтрующей ткани. Рабочее разрежение в корпусе фильтра допускается до 10000Па из условия прочности конструкции. В качестве фильтрующей ткани используется «сукно № 2» с шерстяным утком и хлопчатобумажной или льняной основой. Такими же фильтрующими способностями обладают хлопчатобумажные ткани типа вельветона и замши спортивной. Они достаточно плотны, имеют хороший начес (ворс). Кроме того, может применяться синтетическое волокно «лавсан» и др.

Воздушная рабочая нагрузка на ткани выбирается такой, чтобы предельная условная пылевая нагрузка для чистошерстяных тканей и тканей из синтетических волокон не превышала 1500 г/м²·ч; для «сукна № 2» – 1000 г/м²·ч; для хлопчатобумажных тканей – 750 г/м²·ч (например, если начальная запыленность воздуха составляет 15 г/м³, то удельная воздушная нагрузка (Q_{yo} для «сукна № 2» будет равна:

$$Q_{yo} = \frac{1000 \text{ г/м}^2 \cdot \text{ч}}{15 \text{ г/м}^3} \approx 66 \left(\frac{\text{м}^3}{\text{ч} \cdot \text{м}^2} \right).$$

Для фильтров с продувкой фильтрующей ткани атмосферным воздухом $Q_{yo} = 90 \dots 120 \text{ м}^3/\text{ч} \cdot \text{м}^2$; при импульсной продувке сжатым воздухом $Q_{yo} = 400 \text{ м}^3/\text{ч} \cdot \text{м}^2$.

Обладая высокой эффективностью очистки воздуха, рукавные фильтры быстро засоряются и для длительной стабильной работы требуют специальных устройств для систематической регенерации фильтрующего слоя. Регенерация осуществляется встряхиванием рукавов и обратной продувкой ткани атмосферным или сжатым воздухом.

Фильтрующие рукава в рукавных фильтрах могут работать по следующим схемам: подача запыленного воздуха внутрь рукава; подача запыленного воздуха снаружи.

На рис.29 представлена схема фильтра с подачей воздуха внутрь рукава с обратной продувкой атмосферным воздухом. Ворсистую фильтрующую ткань от осевшей пыли очищают об-

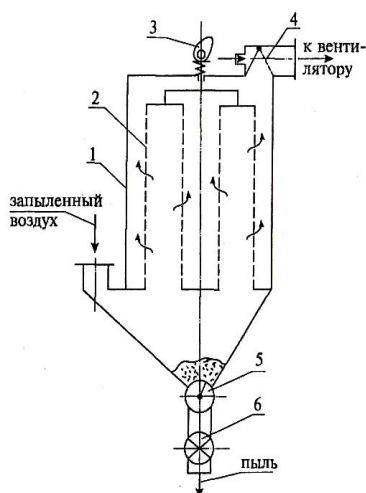


Рис.29. Схема рукавного фильтра: 1 – корпус; 2 – рукав; 3 – кулачок; 4 – перекидной клапан; 5 – шнек; 6 – затвор

ратной продувкой воздуха и периодическим встряхиванием рукавов. Расход воздуха на обратную продувку составляет 10... 15 % от общего количества воздуха, поступающего в фильтр.

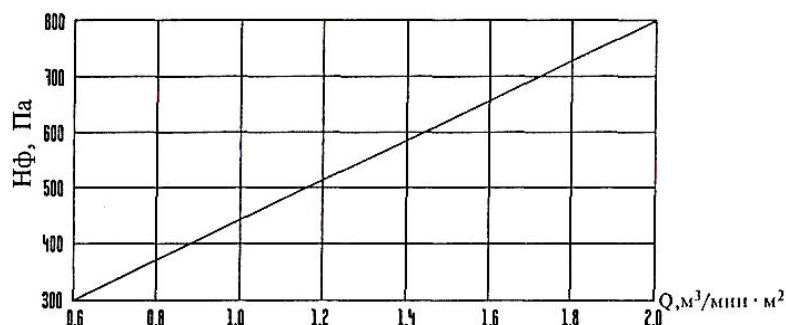


Рис.30. Зависимость сопротивления фильтра H_f от воздушной нагрузки на 1м^2 ткани фильтра

Для вывода пыли из фильтра применяют шнеки и шлюзовые затворы. Аэродинамическое сопротивление фильтров зависит от удельной воздушной нагрузки на ткань, которую выбирают в зависимости от технологических машин, обслуживаемых аспирационной сетью. На рис.30 представлен график для определения сопротивления фильтра по удельной воздушной нагрузке. Рекомендуемая удельная воздушная нагрузка для матерчатых фильтров типа ГЧ-1БФМ: при двухступенчатой очистке – $120...150 \text{ м}^3/\text{ч} \cdot \text{м}^2$; при одноступенчатой – $75...90 \text{ м}^3/\text{ч} \cdot \text{м}^2$.

11.5. Расчеты по подбору фильтра

По фактическому расходу воздуха Q_ϕ и допустимой удельной нагрузке Q_{yd} определяют расчетную площадь фильтрующей поверхности:

$$S_p = Q_\phi / Q_{yd}.$$

По S_p из справочника подбирают фильтр с поверхностью равной или ближайшей к расчетной S_ϕ . Далее определяют действительную нагрузку на ткань $Q_d = Q_\phi / S_\phi$, по которой определяют сопротивление фильтра по графикам или номограммам.

На мукомольных, крупяных и комбикормовых заводах при проектировании вентиляции и воздушного отопления допускается использовать рециркуляцию воздуха, отработавшего в аспирационных и пневмотранспортных сетях. Для этого воздух очищают до запыленности, не превышающей 30% ПДК в рабочей зоне. В таких системах применяют мокрую пылеочистку.

Увлажнение пылевых частиц, а также смачивание поверхностей, предназначенных для улавливания и отведения пыли, значительно повышает эффективность пылеотделителей при задержании мелкой пыли. Применение жидкости облегчает задачу удаления за-

держанной пыли и устраняет опасность воспламенения и взрыва. К недостаткам мокрых пылеотделителей можно отнести сложность конструкции, расход воды за счет испарения и уноса, увлажнение воздуха.

Сущность способа мокрой (влажной) очистки воздуха от пыли заключается в том, что запыленный воздух пропускается через завесу распыленной воды. Эффект распыления в данном случае достигается форсунками, вращающимися лопастными колесами или гидродинамическим взаимодействием потока воздуха и воды.

На практике для мокрой пылеочистки воздуха применяются фильтры типов ФАМ, У1-БФА и др., промышленные кондиционеры типа КТ и установки с гидродинамическим распылом воды типа «Омикрон».

12. МЕТОДИКА И ПРИМЕР РАСЧЕТА АСПИРАЦИОННОЙ СЕТИ

Расчет аспирационной сети состоит из расчетной схемы, расчетной таблицы и пояснений к расчету. В расчет сети также входят окончательный подбор вентилятора, расчет мощности для привода вентилятора и подбор электродвигателя.

При расчете сети определяют диаметры воздухопроводов на всех участках сети из условий экономичности и эксплуатационной надежности работы установки; потери давления на каждом участке; сопротивление сети, равное общим потерям давления в сети по главной магистрали $\sum H_{\text{пм, сл.м}}$ по формуле (34); выравнивают потери давления в тройниках на параллельных участках сети уменьшением диаметра и повышением скорости бокового участка или применением диафрагмы.

Для расчета вентиляционной сети необходимо знать место установки аспирируемого оборудования, вентилятора, пылеотделителей, расположение и длину участков трассы воздухопроводов, т.е. иметь проект общего вида вентиляционной установки.

Составлять расчетную схему начинают с изображения фильтра или циклона в нормальном положении. Далее показывают диффузор или конфузор на входе в фильтр или циклон в виде треугольника. Прямые воздухопроводы изображают линиями произвольной длины. Отводы изображают дугами с соблюдением углов поворота. Направление поворота отводов может быть любым, чтобы не допускать пересечения воздухопроводов.

На рис.31 дан пример расчетной схемы вентиляционной сети с всасывающим фильтром 5, вентилятором 6. Аспирируемые машины 1, 2, 3 и 4 обозначают прямоугольниками или показывают только конфузоры и записывают наименование аспирируемой машины. На расчетную схему наносят все данные для расчета. Расходы воздуха и потери давления в аспирируемых машинах, длины прямых воздухопроводов находят из общего вида установки.

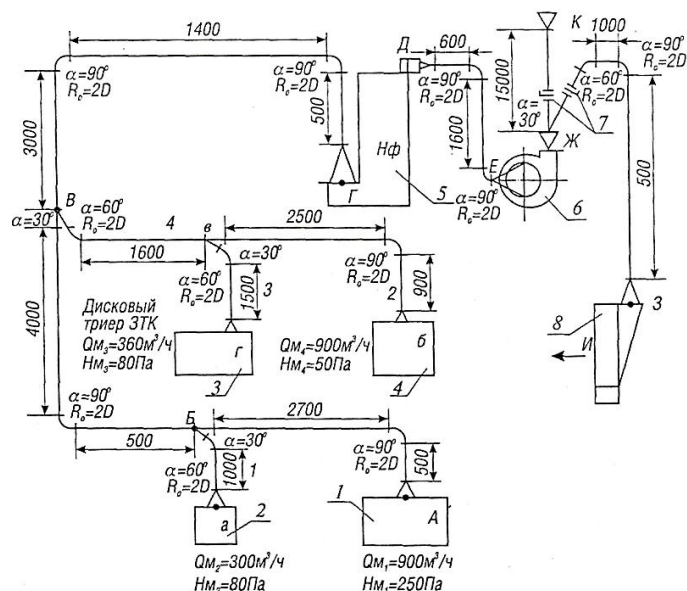


Рис.31. Расчетная схема вентиляционной сети зерноочистительного отделения мукомольного завода: 1 – щеточная машина ЗЩГ-10; 2 – магнитная колонка; 3 – дисковый триер ЗТК; 4 – автоматические весы Д-100; 5 – матерчатый всасывающий фильтр; 6 – вентилятор; 7 – задвижки; 8 – рециркуляционный аппарат

Таблица 5

Форма расчетной таблицы по методу определения потерь давления на единицу длины воздуховода

Номер или обозначение участка	Расход воздуха Q , м³/ч	Скорость воздуха v , м/с	Диаметр D , мм	Потери на 1 м воздуховода R , Па/м	Длина L , м	Потери на длине $R \cdot L$	Сумма коэффициентов местных сопротивлений $\sum \xi$	Динамическое давление H_d , Па	Потери на местные сопротивления $H_{mc} = \sum \xi \cdot H_d$, Па	Потери на участке $H_{nm} = R \cdot L + H_d$, Па	Потери на главной магистра-	Коэффициенты местных сопротивлений										
												Конфу- зоры и диффу- зоры		Отводы и колена			Тройники					
												п или h/D	α или φ	ξ	α , град	п или R_0	ξ	α , град	S_n/S	S_6/S	Q_6/Q	ξ_n и ξ_6
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23

После составления расчетной схемы и нанесения на нее всех данных составляют расчетную таблицу (табл.5). Расчет сети обычно ведут по методу потерь давления на единицу длины воздухопровода по формуле:

$$H_{nm} = R \cdot l + \sum \xi \frac{\rho g^2}{2}. \quad (48)$$

Пояснения к расчету сети и пример расчета

Разбивают сеть на участки, определяют главную магистраль и боковые параллельные участки сети. Участком называют часть сети с одинаковым расходом воздуха и с одинаковым характером сопротивления. Главной магистралью сети называют сумму последовательных участков по направлению движения воздуха, создающих максимальные потери давления. Все остальные участки сети называют боковыми, или ответвлениями (ветвями), так как они параллельны и не влияют на потери давления в сети.

Первым участком главной магистрали является участок, в котором наибольшие потери давления, т.е. аспирируемую машину, наиболее удаленную от вентилятора или имеющую наибольшее сопротивление. В нашем случае (см.рис.31) первый участок главной магистрали начинается от машины № 1, так как она имеет наибольшее сопротивление (250 Па) и наиболее удалена от вентилятора 6. Начало и конец участка обозначают буквами русского алфавита: по главной магистрали – прописными, по боковым участкам – строчными, либо каждый участок обозначают номером.

Вентиляционная сеть, показанная на рис.31, спроектирована для работы по двум вариантам: на выброс в атмосферу очищенного в матерчатом фильтре 5 воздуха в неотапливаемый период года и на рециркуляцию через аппарат 8 в зимний период. Участки главной магистрали после вентилятора выбирают по наибольшему сопротивлению (в нашем случае это участки ЖЗ-ЗИ).

Таким образом, главная магистраль вентиляционной сети на этой схеме будет состоять из восьми участков: щеточная машина № 1, участки воздухопроводов АБ-БВ-ВГ, всасывающий фильтр 5 (участок ГД), участки воздухопроводов ДЕ-ЖЗ и рециркуляционный аппарат 8 (участок ЗИ). Остальные участки сети будут боковыми или параллельными. Результаты расчетов сведены в табл. 5.

Потери давления в параллельных участках не прибавляют к потерям по главной магистрали, а выравнивают между собой и с участком главной магистрали.

Примерный расчет вентиляционной сети

Расчетная схема вентиляционной сети, составленная из чертежей, представлена на рис.31. Расчет потерь давления ведем по методу потерь давления на единицу длины воздухопровода (расчетная формула (48)).

Результаты расчетов даны в табл.6, которая составлена по форме табл.5. При заполнении расчетной таблицы в графе 1 перечисляют все участки главной магистрали, а внизу – боковые участки.

В расчетной схеме сети (рис.31) за первый участок главной магистрали принят участок АБ от щеточной машины ЗЩГ-10, которая наиболее удалена от вентилятора и имеет наибольшие потери давления.

Главная магистраль сети при работе на рециркуляцию состоит из семи последовательных участков: АБ-БВ-ВГ-ГД-ДЕ-ЖЗ-ЗИ. Потери давления на участке вентилятора ЕЖ в расчете не учитывают, так как они учтены коэффициентом полезного действия вентилятора.

Сеть имеет пять боковых участков, из них четыре (аБ, бв, гв, вВ) на всасывании и один (ЖК) на нагнетании, которые включают в расчет при работе на выхлоп с исключением из расчета участков ЖЗ-ЗИ.

При расчете сети выравнивают потери давления на участках аБ и АБ, бв и БВ, АБ+БВ и бв+вВ.

Потери давления на участках ЖЗ+ЗИ и ЖК рассчитывают без выравнивания, так как они работают с отключением на одинаковом расходе. При этом проверяют запас установленной мощности электродвигателя вентилятора при уменьшении его давления и КПД.

Участок АБ. Скорость движения воздуха на первом участке АБ главной магистрали принимают минимально надежно транспортирующую (12 м/с). По расходу $900 \text{ м}^3/\text{ч}$ и скорости 12 м/с находят диаметр и принимают ближайший стандартный диаметр воздухопровода 160 мм.

Таблица 6

Результаты расчета вентиляционной сети (см.рис.31)

Обозначение участка	Q, м³/ч	V, м/с	D, мм	R, Па/м	L, м	Rl, Па	Σξ	H _{др} , Па	H _{м.с/г} , Па	H _{втр} , Па	ΣH _{втр} , Па	Коэффициенты местных сопротивлений												
												Конфузоры и диффузоры			Отводы и колена			Тройники						
												η, h/D	α ₁	ξ	α ₁ , град	N, R ₀	ξ	α	S _n /S	S _в /S	Q _в /Q	ξ, ξ ₀		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23		
А. Главная магистраль																								
ОА	Щеточная машина ЗШГ-10										250,0	250,0	1,0	90	0,19	90	2,0	0,15	30	0,8	0,3	0,25	0,15	
АБ	900	12,46	160	12,0	4,3	51,8	0,49	95,8	46,6	98,4	348,4	-	-	-	90	2,0	0,15	30	0,5	0,5	0,5	0		
БВ	1200	13,10	180	11,35	5,1	57,9	0,15	104,5	15,7	73,6	422,0	8,0	90	0,766	90	2,0	2,0-15	-	-	-	-	-		
ВГ	2460	13,90	250	8,435	6,5	55,0	1,07	118,2	126,0	181,0	603,0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-		
ГД	2580	Потери во всасывающем фильтре ФВ-30									750,0	1353,01	1	30	2,0,11	90	2,0	2,0,15	-	-	-	-		
ДЕ	2970	10,60	315	3,76	4,2	15,8	0,52	68,6	35,7	51,5	1405,0	2,4	25	0,91	60	2,0	0,12							
ЖЗ	2970	10,60	315	3,76	4,1	15,4	1,61	68,6	110,4	126,0	1531,0	2,0	30	0,22	90	2,0	0,15							
ЗИ	2970																							
Потери давления в рециркуляционном аппарате											150,0	1681,0				30	0	0,21						
Итого сопротивление сети по главной магистрали												1681,0												
Б. Боковые участки																								
	Магнитная колонка										80,0	80,0												
аБ	300	12,46	95	23,65	1,7	40,2	0,24	95,8	23,0	63,2	143,2	1	45	0,09	60	2,0	-	30	0,8	0,3	0,25	0,15		
аБ	300	16,60	80	49,30	1,7	83,8	0,49	168,5	82,6	166,9	246,4	1	45	0,09	60	2,0	-	30	0,8	0,2	0,25	0,4		
аБ	Сопротивление диафрагмы						0,61	168,5	102,0	102,0	348,4	Диафрагма=27,2 мм, х=52,8мм												
	Автоматические весы Д-100									50,0	50,0													
бв	900	12,46	160	12,00	4,35	52,2	0,34	95,8	32,7	84,9	134,9	1	45	0,09	90	2,0	0,15	30	0,8	0,3	0,3	0,1		
бв	900	16,00	140	22,70	4,35	98,7	0,44	156,8	69,0	167,7	217,7	1	45	0,09	90	2,0	0,15	30	0,6	0,3	0,3	0,2		
	Дисковый триер ЗТК										80,0	80,0												
гв	360	12,70	100	22,40	2,0	44,8	0,81	98,4	79,6	124,5	204,5	1	32	0,11	60	2,0	-	30	0,8	0,3	0,3	0,7		
вВ	1260	13,80	180	12,50	1,6	20,0	0,50	116,5	58,3	78,3	295,95	-	-	-	60,	2,0	-	30	0,5	0,5	0,5	0,5		
вВ	1260	26,20	130	63,40	1,6	101,0	1,00	407,0	407,0	508,0	725,7	-	-	-	60	2,0	-	30	0,5	0,3	0,5	1,0		
вВ	1260	17,60	160	23,10	1,6	37,0	0,90	189,0	170,1	207,1	424,8	-	-	-	60	2,0	-	30	0,5	0,4	0,5	0,9		
ЖК	2970	10,60	315	3,78	15,0	56,4	1,51	68,6	103,6	160,0	1565,0	2,4	25	0,91	Зонт=0,6									
Итого сопротивление сети с учетом вакуума											50,0	1615,0												

Затем по расходу 900 м³/ч и диаметру 160 мм уточняют скорость, рассчитывая ее по формуле:

$$v = \frac{Q}{S} = \frac{900}{3600 \cdot 0,0201} = 12,46 \text{ м/с}.$$

Значение записывают в графу 3 табл.6.

Динамическое давление можно определить по формуле:

$$H_d = \frac{\rho v^2}{2} \quad (H_d = 95,8 \text{ Па}), \text{ значение } H_d \text{ записывают в графу 9.}$$

По диаметру 160 мм и скорости 12,46 м/с определяют потери давления $R = 12 \text{ Па/м}$ и записывают в графу 5.

Расчетная длина участка АБ состоит из длины прямиков, конфузора и отвода. Длину конфузора находят по формуле:

$$l_k = \frac{b - D}{2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}, \quad (49)$$

где b – наибольший размер входного отверстия конфузора; принимаем $b = 1400$ мм; α – угол сужения конфузора; $\alpha = 45^\circ$, если позволяет высота этажа. Ввиду больших размеров d и l_k в примере принят угол $\alpha = 90^\circ$. Тогда длина конфузора будет

$$L_k = \frac{1400 - 160}{2 \operatorname{tg} \frac{90}{2}} = 620 \text{ мм}$$

Длину отвода находят по формуле:

$$l_o = \frac{\pi \cdot \alpha \cdot n \cdot D}{180}, \quad (50)$$

α – угол отвода, град; n – отношение радиуса отвода к диаметру воздухопровода.

Длина отвода на участке АБ равна $l_o = (3,14 \cdot 90 \cdot 2 \cdot 160) / 180 = 500 \text{ мм}$.

Тогда расчетная длина участка АБ (гр. 6) будет

$$l = 620 + 500 + 500 + 2700 = 4320 \approx 4,3 \text{ м}.$$

Сумма коэффициентов местных сопротивлений участка АБ состоит из коэффициентов сопротивления конфузора, отвода и проходного участка тройника.

Коэффициент сопротивления конфузора $\xi_k = 0,19$ находят из табл.7 по углу $\alpha = 90^\circ$ и отношению $l_k / D = 620 / 160 \geq 1,0$. Коэффициент сопротивления отвода $\xi = 0,15$ определяют при $R_0 = 2D$ и $\alpha = 90^\circ$ из табл.7.

Таблица 7

h_k / D	α , град				
	10	30	45	60	90
0,25	0,34	0,17	0,13	0,14	0,21
0,6	0,28	0,13	0,10	0,12	0,20
1,0	0,27	0,11	0,09	0,11	0,19

Коэффициент сопротивления в тройнике находят при выравнивании потерь давления в проходном участке АБ и в боковом аБ, решением уравнения равенства полных давлений, т.е.

$$\sum H_{nm \cdot b} = \sum H_{nm \cdot n} ;$$

$$H_m + \left(\frac{\lambda}{D_x} l + \sum \xi \right) \frac{\rho v^2}{2} = \sum H_{nm \cdot n} , \quad (51)$$

где H_m – потери давления в машине бокового участка, Па; l – расчетная длина бокового участка, м; $\sum \xi$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений бокового участка; D_x и v – диаметр и скорость бокового участка, при которых потери давления в боковом участке $\sum H_{nm \cdot b}$ получаются равными потерям давления в проходном участке $\sum H_{nm \cdot n}$.

Уравнение равенства полных давлений (51) решают методом интерполяции следующим образом: находят заведомо больший диаметр бокового участка $D_{\bar{o}}$ из отношения равенства скоростей в проходном и боковом участках при $V_{\bar{o}} / V_m = 1,0$.

Затем рассчитывают при этом диаметре потери давления в проходном $\sum H_{nm \cdot n}$ и боковом $\sum H_{nm \cdot \bar{o}}$ участках и находят разность между этими потерями при большем диаметре, т.е.

$$h_{\bar{o}} = \sum H_{nm \cdot \bar{o}} - \sum H_{nm \cdot n} < 0 .$$

После этого задают в боковом участке заведомо большую скорость и находят заведомо меньший диаметр D_m , руководствуясь нижеприведенной зависимостью:

$h_{\bar{o}}$, Па	До 50	50-80	80-120	120-150	150-180	Свыше 180
$V_{\bar{o}} / V_n$	1,3	1,4	1,5	1,7	1,9	2,0

Рассчитав потери давления в боковом участке $\sum H_{nm \cdot \bar{o} \cdot m}$ при меньшем диаметре D_m , находят разность h_m между потерями давления в боковом и в проходном участках при меньшем диаметре

$$h_m = \sum H_{nm \cdot \bar{o} \cdot m} - \sum H_{nm \cdot n} > 0 .$$

Окончательный "искомый" диаметр бокового участка находят по формуле:

$$D = D_m + h_m \frac{D_{\bar{o}} - D_m}{h_m - h_{\bar{o}}} . \quad (52)$$

Сначала рассчитывают потери давления на участках АБ и аБ при одинаковых скоростях движения воздуха $V_{\bar{o}} / V_u = 1,0; V_{\bar{o}} = V_n = 12,46 \text{ м/с}$. Диаметр бокового участка аБ определяет

по расходу воздуха 300 м³/ч и скорости 12,46 м/с по формуле $D = 1,13\sqrt{Q/v}$. Этот предварительно найденный диаметр воздухопровода $D_{\delta} = 95 \text{ мм}$ будет заведомо большим, а потери давления при $R = 23,65 \text{ Па/м}$ – заведомо меньшими.

Коэффициент сопротивления тройника берут из табл.7 по отношению площадей $S_n / S = 0,02 / 0,0254 = 0,8$; $S_{\delta} / S = 0,0071 / 0,0254 \approx 0,3$ и расходов $Q_{\delta} / Q = 300 / 1200 = 0,25$. В данном случае $\xi_n = 0,15$, $\xi_{\delta} = 0,15$.

Высоту конфузора при оптимальном угле $\alpha = 45^\circ$ и наименьшем диаметре 80 мм находят по формуле:

$$h_n = \frac{b-D}{2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}, \quad h_k = \frac{500-80}{2 \operatorname{tg} \frac{45}{2}} = 500 \text{ мм}, \quad (53)$$

где b – наибольший размер входного отверстия конфузора; $b = 500 \text{ мм}$.

Коэффициент сопротивления конфузора по таблице при $\alpha = 45^\circ$ и $l_k / D \geq 1$ равен 0,09.

Длину отвода на участке аБ вычисляют по формуле:

$$l_o = \frac{3,14 \cdot 60 \cdot 2 \cdot 80}{180} = 167 \text{ мм}.$$

Тогда расчетная длина участка аБ будет: $l = 500 + 1000 + 167 = 1667 \text{ мм} = 1,7 \text{ м}$. Потери давления на участке аБ, при диаметре $D_{\delta} = 95 \text{ мм}$, получились равными $H_{nm,\delta} = 143,2 \text{ Па}$ вместо требуемых в проходном участке $\sum H_{nm,n} = 348,4 \text{ Па}$. Следовательно, разность потерь

$$h_{\delta} = \sum H_{nm,\delta} - \sum H_{nm,n} = 143,2 - 348,4 = -205,2 \text{ Па}.$$

Далее проводят повторный расчет потерь давления в боковом участке аБ при минимальном диаметре $D_M = 80 \text{ мм}$.

По расходу воздуха 300 м³/ч и скорости 16,6 м/с находят $R = 49,3 \text{ Па/м}$, $H_d = 168 \text{ Па}$.

Из табл.8 по отношению $S_n / S = 0,8$; $S_{\delta} / S = 0,005 / 0,0254 \approx 0,2$ и $Q_n / Q = 0,25$ определяют коэффициент сопротивления тройника с отводом $\xi_{\delta} = 0,4$.

Суммарные потери давления при диаметре $D_M = 80 \text{ мм}$ будут $\sum H_{nm/\delta,M} = 246,4 \text{ Па}$, что меньше требуемых 348 Па, т.е. $h_M = \sum H_{nm/\delta,M} - \sum H_{nm,n} = 246,4 - 348,4 = -102 \text{ Па}$.

По формуле (52) необходимый диаметр бокового участка аБ будет:

$$D = 80 - 102 \frac{95 - 80}{-102 + 205,2} = 65 \text{ мм}.$$

Диаметр воздухопровода меньше 80 мм не применяют, поэтому оставляют диаметр 80 мм, а на разность потерь $H = 348,4 - 246,4 = 102$ Па подбирают диафрагму по рис.32. Коэффициент сопротивления диафрагмы $\xi_o = H / H_d = 102 / 168,5 = 0,61$.

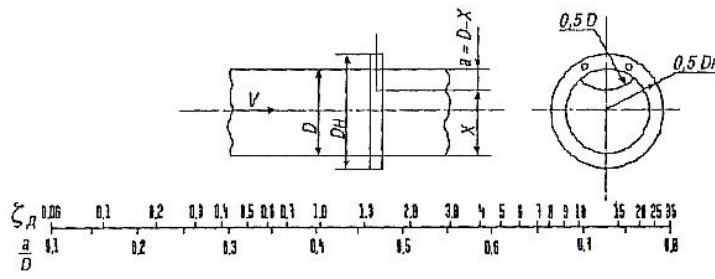


Рис.32. Диафрагма односторонняя

По этому коэффициенту (рис.32) определяют отношение $a/D = 0,35$.

Откуда $a = 0,35 \cdot 80 = 28 \text{ мм}$, $x = 80 - 28 = 52,0 \text{ мм}$.

Пересчет потерь давления на участке АБ в результате уменьшения коэффициента сопротивления тройника не делают.

Участок БВ. Расход воздуха на этом участке равен сумме расходов на участках АБ и аБ, т.е. $Q = 900 + 300 = 1200 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Скорость воздуха на участке БВ принимают не менее 12,46 м/с. По расходу воздуха $1200 \text{ м}^3/\text{ч}$ и скорости 12,46 м/с определяют ближайший нормированный диаметр, равный 180 мм, а затем уточняют скорость $V = 13,1 \text{ м/с}$ и находят $R = 11,35 \text{ Па/м}$, $H_d = 104,5 \text{ Па}$. Длина отвода по формуле (50) будет

$$l_o = \frac{3,14 \cdot 90 \cdot 2 \cdot 180}{180} \cong 600 \text{ мм}.$$

Расчетная длина участка БВ $l = 4500 + 600 = 5100 \text{ мм} = 5,1 \text{ м}$.

Коэффициенты местных сопротивлений в тройнике находят при выравнивании потерь давления на участках БВ и вВ. Перед выравниванием потерь давления на этих участках рассчитывают предыдущие участки бв и гв.

Для участка бв по расходу воздуха $900 \text{ м}^3/\text{ч}$ и скорости, которую принимают не менее 12 м/с, находят ближайший нормированный диаметр, равный 160 мм. Затем уточняют скорость движения воздуха (12,46 м/с) и находят $R = 12 \text{ Па/м}$, $H_d = 95,8 \text{ Па}$. Коэффициент сопротивления конфузора автоматических весов $\xi = 0,09$ определяют по размерам входного отверстия $150 \times 500 \text{ мм}$ и по углу сужения $\alpha = 45^\circ$. Длину конфузора находят по формуле (49):

$$l_k = \frac{500 - 160}{2 \operatorname{tg} \frac{45}{2}} = 450 \text{ мм}.$$

Длина отвода будет (см. формулу 50):

$$l_o = \frac{3,14 \cdot 90 \cdot 2 \cdot 160}{180} = 500 \text{ мм}.$$

Тогда расчетная длина участка бв: $l = 450 + 900 + 500 + 2500 = 4350 \text{ мм} = 4,35 \text{ м}$.

Участок гв. Диаметр бокового участка гв, равный 100 мм, находим по расходу воздуха $360 \text{ м}^3/\text{ч}$ и скорости $12,7 \text{ м/с}$, при этом $R = 22 \text{ Па/м}$, $H_d = 98,4 \text{ Па}$.

Коэффициент сопротивления конфузора дискового триера находят по размерам конфузора. При $a = 300 \text{ мм}$ и длине конфузора $l_k = 350 \text{ мм}$ угол сужения:

$$\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} = \frac{a - D}{2l_k} = \frac{300 - 100}{2 \cdot 350} = 0,286; \alpha = 32^\circ. \quad (54)$$

По табл.7 коэффициент сопротивления конфузора $\xi = 0,11$. Коэффициенты сопротивления тройника на участках бв и гв принимают из табл.8 по отношению $S_n / S = 0,02 / 0,0254 = 0,8$; $S_o / S = 0,0078 / 0,0254 = 0,3$; $Q_o / Q = 360 / 1260 = 0,3 (\xi_n = 0,1; \xi_o = 0,7)$. Эти значения записывают в табл.6 (гр. 20-23). Расчетная длина участка гв равна $l = 350 + 1500 + 200 = 2050 \text{ мм} = 2,0 \text{ м}$.

Суммарные потери в конце участка бв (гр. 12, табл. 6) равны $134,9 \text{ Па}$, а в концах участка гв – $204,5 \text{ Па}$. Разность в потерях давления составляет $204,5 - 134,9 = 69,6 \text{ Па}$, или 50% , что недопустимо. Поэтому необходимо выравнивание за счет уменьшения диаметра на участке бв с 160 до 140 мм . Для этого заполняют еще одну строку в табл.5 для участка бв. В этом случае получают суммарные потери в конце участка бв при диаметре 140 мм , которые составляют $217,7 \text{ Па}$. Расхождение на $13,2 \text{ Па}$ будет 6% , что допустимо.

Участок вв. Расход воздуха на участке вв равен сумме расходов на участках бв и гв, т.е. $900 + 360 = 1260 \text{ м}^3/\text{ч}$. Скорость воздуха на участке вв принимают не менее, чем на предыдущем участке бв.

Суммарные потери давления в конце участка вв должны быть равны суммарным потерям в конце участка бв.

По расходу $1260 \text{ м}^3/\text{ч}$ и скорости $13,1 \text{ м/с}$ находят нормированный диаметр $D = 180 \text{ мм}$; скорость $v = 13,8 \text{ м/с}$, потери $R = 12,5 \text{ Па/м}$ и $H_d = 116,5 \text{ Па}$.

Коэффициент сопротивления тройника определяют из табл.8 по отношению:

$$\frac{S_n}{S} = \frac{0,0254}{0,0491} \cong 0,5; \quad \frac{S_{\sigma}}{S} = 0,5; \quad \frac{Q_{\sigma}}{Q} = \frac{1260}{2460} = 0,5$$

$$(\xi_{\sigma} = 0,5 \text{ с отводом}, \xi_n = 0).$$

Суммарные потери давления в конце участка вВ при диаметре воздухопровода 180 мм равны 295,95 Па, т.е. меньше, чем на участке БВ. Разность потерь составит:

$$h_{\sigma} = \sum H_{nm,\sigma,\sigma} - \sum H_{nm/n} = 295,95 - 422 = -126,05 \text{ Па}.$$

Второе отношение скоростей принимают

$$v_{\sigma} / v_n = 2, v_{\sigma} \cdot 2 \cdot 13,1 = 26,2 \text{ м/с}.$$

По формуле $D = 1,13 \sqrt{\frac{Q}{v}}$ находят заведомо меньший диаметр $D_m = 130 \text{ мм}$.

Коэффициенты сопротивления в тройнике определяют из табл.8 по отношению

$$\frac{S_n}{S} = \frac{0,0254}{0,0491} \cong 0,5; \quad \frac{S_{\sigma}}{S} = \frac{0,0133}{0,0491} = 0,27; \quad \frac{Q_{\sigma}}{Q} = \frac{1260}{2460} \cong 0,51$$

$$(\xi = 1,0 \text{ с отводом}); R = 63,4 \text{ Па/м}.$$

Потери при диаметре $D_m = 130 \text{ мм}$ равны 725,7 Па. Разность потерь составляет: $h_m = 725,7 - 422 = 303,7 \text{ Па}$.

Искомый диаметр бокового участка вВ находят по формуле (52):

$$D = D_m + h_m \frac{D_{\sigma} - D_m}{h_m - h_{\sigma}} = 130 + 303,7 \frac{180 - 130}{303,7 - (-126,05)} = 165 \text{ мм}.$$

Принимаем нормированный диаметр 160 мм, близкий к расчетному. Проверочным расчетом потерь на участке вВ при диаметре 160 мм убеждаемся, что принятый диаметр удовлетворяет допустимым расхождениям потерь. Суммарные потери в графе 12 (табл.6) на участке вВ равны 424,8 Па вместо 422 Па на участке БВ, т.е. расхождение менее 1,5 %.

Участок ВГ. Расход воздуха на участке ВГ равен сумме расходов на участке БВ и вВ, т.е. $1200 + 1260 = 2460 \text{ м}^3/\text{ч}$. По этому расходу и скорости 13,1 м/с находят ближайший стандартный диаметр 250 мм. По диаметру и расходу воздуха $2460 \text{ м}^3/\text{ч}$ уточняют скорость (13,9 м/с); находим потери на 1 м длины воздухопровода $R = 8,435 \text{ Па/м}$ и динамическое давление $H_d = 118,2 \text{ Па}$. В расчетную длину участка (6,5 м) входит длина двух отводов по 90°.

Коэффициент сопротивления диффузора при входе во всасывающий фильтр 1БФМ-30 определяют по табл.9 с учетом размеров фильтра, т.е. 1000 x 400 мм, степень расширения диффузора

$$n = 1 \times 0,4 / 0,0495 = 8.$$

Ввиду того, что в табл.9 нет диффузоров с $n \geq 4$ коэффициент сопротивления диффузора определяют по формуле коэффициента внезапного расширения:

$$\xi_{\sigma} = (1 - S_1 / S_2)^2 = (1 - 1/8)^2 = 0,766.$$

Таблица 8

Коэффициент сопротивления тройника во всасывающих воздухопроводах

α , град	S_n / S	$S_{\bar{o}} / S$	$Q_{\bar{o}} / Q$					
			0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
30	0,5	0,4	0,2	0,2	0,2	0,1	-0,1	-0,9
			-22,4	-2,4	0,5	0,8	0,9	0,9
		0,5	0,2	0,2	0,2	0,2	0	-0,5
	0,6	0,4	-38	-6,3	-1,2	0,2	0,5	0,7
			0,2	0,2	0,2	0,2	0	-0,5
		0,6	-52	-9	-2,5	-0,6	0,0	0,2
30	0,7	0,3	0,2	0,2	0,2	0,0	-0,6	-2,5
			-9,0	-0,6	0,7	0,9	1,0	1,0
		0,4	0,2	0,2	0,2	0,1	-0,3	-1,9
	0,8	0,5	-16	-1,2	0,6	0,8	0,9	0,9
			0,3	0,2	0,2	0,1	-0,1	-1,1
		0,3	-8	-0,4	0,7	0,9	1,0	1,0
	0,8	0,4	0,2	0,2	0,2	0,0	-0,7	-2,8
			-14	-0,5	0,6	0,8	0,9	0,9
		0,5	0,2	0,2	0,2	0,1	-0,3	-1,8
			-23	-3,5	0,1	0,6	0,7	0,7

Примечание. Верхняя строка – коэффициент сопротивления проходного потока ξ_n , нижняя – коэффициент сопротивления бокового потока $\xi_{\bar{o}}$ с учетом коэффициента сопротивления отвода.

Суммарные потери в конце участка ВГ при входе в фильтр будут равны 603 Па. Проверяют, достаточны ли потери давления до фильтра для эффективного продувания ткани. Необходимый вакуум в фильтре будет:

$$H_{\text{вак}} = 363 + 2,6Q_{\text{уд}} = 363 + 2,6 \cdot 86,1 = 587 \text{ Па}.$$

В данном примере потери давления до фильтра равны 603 Па, т.е. больше необходимых 587 Па, что обеспечит эффективную очистку ткани от пыли.

Участок ГД. Потери давления во всасывающем фильтре 1БФМ-30 определяют по удельной нагрузке на ткань:

$$Q_{\text{уд}} = \frac{1,05 \cdot 2460}{30} = 86,1 \text{ м}^3 / \text{ч} \cdot \text{м}^2.$$

По графику (рис. 31) находят потери давления в фильтре $H_{\phi} = 750$ Па.

Участок ДЕ. Расход воздуха после фильтра находят с учетом подсоса в фильтре 15%, т.е.

$$Q = 1,15 \cdot 2583 = 2970 \text{ м}^3 / \text{ч}.$$

Скорость воздуха после фильтра принимают не менее 10 м/с, с учетом ближайшего стандартного диаметра.

Таблица 9

Коэффициент сопротивлений диффузоров на выровненном потоке

<i>n</i>	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.

Выбираем диаметр 315 мм, скорость 10,6 м/с, $R = 3,76$ Па/м, $H_d = 68,6$ Па.

Расчетная длина участка ДЕ включает длину двух отводов по 1000мм.

В сумму коэффициентов местных сопротивлений входят сопротивления двух конфузоров (по 0,11), установленных при входе в вентилятор и при выходе из фильтра, и двух отводов по 0,15.

Суммарные потери давления в конце участка ДЕ при входе в вентилятор равны 1405 Па.

Участки ЖЗ и ЖК. Расход воздуха на этих участках равен расходу при входе в вентилятор, т.е. 2970 м³/ч. Диаметр воздухопровода на участке ЖЗ принимают равным диаметру до вентилятора, т.е. 315 мм.

В расчетную длину участка ЖЗ (4,1 м) входит длина тройника (1000 мм), который работает как колено, длина отвода 60° (660 мм) и длина отвода 90° (990 мм). В сумму коэффициентов местных сопротивлений на участке ЖЗ входят сопротивления двух диффузоров, колена с углом 30°, двух отводов с углами 60° и 90°.

На выходе из вентилятора установлен диффузор, коэффициент сопротивления которого находят из табл.9. В данном примере степень расширения диффузора:

$$n = \frac{S}{a^2} = \frac{0,799}{0,18^2} = 2,4,$$

где a - размер выходного отверстия вентилятора № 3; $a = 180$ мм.

Находят угол раскрытия диффузора из формулы:

$$\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} = \frac{D-a}{2l_k} = \frac{0,315-0,18}{2 \cdot 0,56} = 0,12, \alpha = 14^{\circ},$$

где D – наибольшая сторона диффузора.

По углу $\alpha = 15^{\circ}$ и $n = 2,4$ из табл.8 находят коэффициент сопротивления диффузора, равный 0,28.

Тройник с клапаном после вентилятора на участке ЖЗ работает как колено с углом 30° и $R_o = 0$. По табл.3 определяют для шероховатого отвода круглого сечения коэффициент сопротивления $\xi_k = 0,21$. Коэффициент сопротивления диффузора при входе в рециркуляционный аппарат находят по табл.9 с учетом диффузора, который имеет прямоугольную форму 700 x 230мм. Размер 700мм принимают по ширине аппарата, а размер 230 мм вычисляют при скорости воздуха 5 м/с. Угол раскрытия диффузора $\alpha = 27^{\circ}$ находят по формуле (54). Степень расширения диффузора $n = 0,7 \cdot 0,23/0,0779 = 2$. Тогда из табл.9 коэффициент сопротивления диффузора $\xi_o = 0,22$.

Потери давления в рециркуляционном аппарате на участке ЗИ принимают от 120 до 150 Па с учетом входного конуса, соединенного с диффузором. В примере принято наибольшее сопротивление, равное 150 Па.

Общее сопротивление сети по главной магистрали при работе на рециркуляцию (см. табл.6, гр. 12) будет 1681 Па.

При работе вентиляционной сети на выхлоп участка ЖЗ-ЗИ отключают клапаном. В этом случае сопротивление сети по главной магистрали уменьшится, так как потери давления на участке ЖК будут меньше, чем на двух участках ЖЗ и ЗИ.

Результаты расчетов потерь давления на участке ЖК приведены в табл.6. Общие потери на участке ЖК с учетом вакуума равны 1615 Па, т.е. меньше, чем при работе на рециркуляцию, на 66 Па.

Вентилятор подбирают по большему сопротивлению (1681 Па), но после его подбора проводят проверочный расчет наличия запаса мощности электродвигателя, так как с уменьшением сопротивления сети уменьшается КПД вентилятора и увеличивается мощность.

Окончательный подбор вентилятора к сети, расчет мощности электродвигателя для его привода

Вентилятор подбирают по давлению H_s (в Па) и расходу Q_s (в м³/ч) из характеристик вентиляторов.

На пересечении величин H_s и Q_s находят точку, которая определяет КПД и частоту вращения рабочего колеса вентилятора. Просматривая характеристики нескольких номеров и типов вентилято-

ров, окончательно принимают такой вентилятор, который дает наибольший КПД.

Давление H_6 , по которому подбирают вентилятор, находят по формуле:

$$H_6 = 1,1 H_{сети},$$

где 1,1 – коэффициент, учитывающий добавочные сопротивления, не учтенные расчетными формулами, например, наличие выступающих прокладок во фланцевых соединениях, вмятин в воздухопроводах, запыленность воздуха и т.п.; $H_{сети}$ – сопротивление сети, равное сумме потерь давления на участках главной магистрали (принимают из гр. 12 табл. 6).

Расход воздуха, необходимый для подбора вентилятора, находят по формулам (18) и (19).

В данном примере из табл. 6 расход воздуха вентилятора:

$$Q_6 = 2970 = 3000 \text{ м}^3/\text{ч}, \text{ давление вентилятора}$$

$$H_6 = 1,1 \cdot H_{сети} = 1,1 \cdot 1681 = 1900 \text{ Па}.$$

Так как через вентилятор проходит очищенный от пыли воздух, можно подбирать вентилятор общего назначения, а если он не подходит, то пылевой.

Просматривая характеристики центробежных вентиляторов, находят, что для $Q_6 = 3000 \text{ м}^3/\text{ч}$ и $H_6 = 1900 \text{ Па}$ можно применять или центробежный вентилятор ВЦП-4 с $\eta = 0,59$ и частотой вращения $n = 2350 \text{ об/мин}$, или ЦП7-40 № 5 с $\eta = 0,545$ и $n = 1900 \text{ об/мин}$.

Преимущество вентилятора ВЦП-4 состоит в том, что у него меньше габариты и больше КПД, чем у вентилятора ЦП7-40 № 5. Поэтому принимают вентилятор ЦП-4 № 4 с $n = 2350 \text{ об/мин}$ и $\eta_6 = 0,59$.

Мощность привода вентилятора определяют по формуле:

$$N_6 = \frac{3000 \cdot 1900}{3600 \cdot 1000 \cdot 0,59} = 2,7 \text{ кВт}.$$

Мощность электродвигателя определяют по формуле:

$$N_{эд} = K_{зап} \frac{N_6}{\eta_{подш} \cdot \eta_{пер}} = 1,15 \frac{2,7}{0,97 \cdot 0,96} = 3,38 \text{ кВт} \approx 3,4 \text{ кВт}.$$

где $K_{зап}$ – коэффициент запаса мощности; $\eta_{подш} \cdot \eta_{пер}$ – соответственно КПД подшипника и передачи.

Подбирают электродвигатель 4А100Л4У3 мощностью 4 кВт с частотой вращения $n = 1440 \text{ об/мин}$.

Установочная мощность электродвигателя 4 кВт вместо потребной 3,4 кВт обеспечивает возможность работы сети на выхлоп с меньшим КПД.

13. ПНЕВМОТРАНСПОРТНЫЕ УСТАНОВКИ

13.1. Общие сведения о пневматическом транспорте

Пневмотранспортные установки (ПТУ) предназначены для перемещения сыпучих или штучных грузов по трубам или воздушным желобам с использованием сжатого воздуха или разрежения.

В ПТУ для сыпучих продуктов можно транспортировать зернистые, порошкообразные и кусковые материалы (зерно, мука, комбикорм, соль, мел, цемент и др.), а ПТУ для штучных грузов предназначены для перемещения по трубам с помощью сжатого воздуха специальных капсул или патронов, в которые укладываются мелкие детали, документы (пневматическая почта).

К преимуществам ПТУ в сравнении с конвейерным транспортом можно отнести:

- возможность применения сложных транспортных трасс значительной длины;
- низкую металлоемкость и простоту в эксплуатации;
- высокий уровень автоматизации процесса транспортировки;
- создание удовлетворительных гигиенических условий в помещениях из-за герметичности и бесшумности системы;
- охлаждение, подсушивание и проветривание продуктов (например, у зерна на 1-1,5% снижается влажность, уменьшается зараженность клещом; у муки улучшаются хлебопекарные свойства). К недостаткам ПТУ относятся высокая энергоемкость (в 4-6 раз больше, чем у механического транспорта) и повышенный износ при транспортировании абразивных грузов с высокими скоростями.

По принципу действия ПТУ для сыпучих продуктов делятся на транспортирующие груз в потоке воздуха по трубам во взвешенном состоянии; транспортирующие груз методом аэрации, т.е. насыщения воздухом сыпучего продукта, приобретающего при этом свойства жидкости (псевдооживление) и текущего по наклонному желобу под действием гравитационных сил (аэрожелоб); транспортирующие груз по методу флюидизации, когда насыщенный воздухом сыпучий материал приобретает высокую подвижность, обеспечивающую возможность перемещения продукта по трубам под действием давления сжатого воздуха (пневматический подъемник – аэролифт).

По характеру работы продуктопроводов и месту их в схеме различают (рис.33): всасывающие установки, в продуктопроводах которых создается разрежение; нагнетательные установки, в продуктопроводах которых создается избыточное давление; установки

смешанного типа, представляющие собой комбинацию первых двух типов.

Всасывающая ПТУ (рис.33,а) состоит из приемника, продуктопровода, разгрузителя, пылеотделителя, вентилятора и воздухопровода. Вентилятор, отсасывая воздух из всей системы, создает разрежение, благодаря которому воздух устремляется в приемник. При движении к приемнику (или входному соплу) воздух с определенной скоростью проходит сквозь слой сыпучего продукта и увлекает его с собой в продуктопровод.

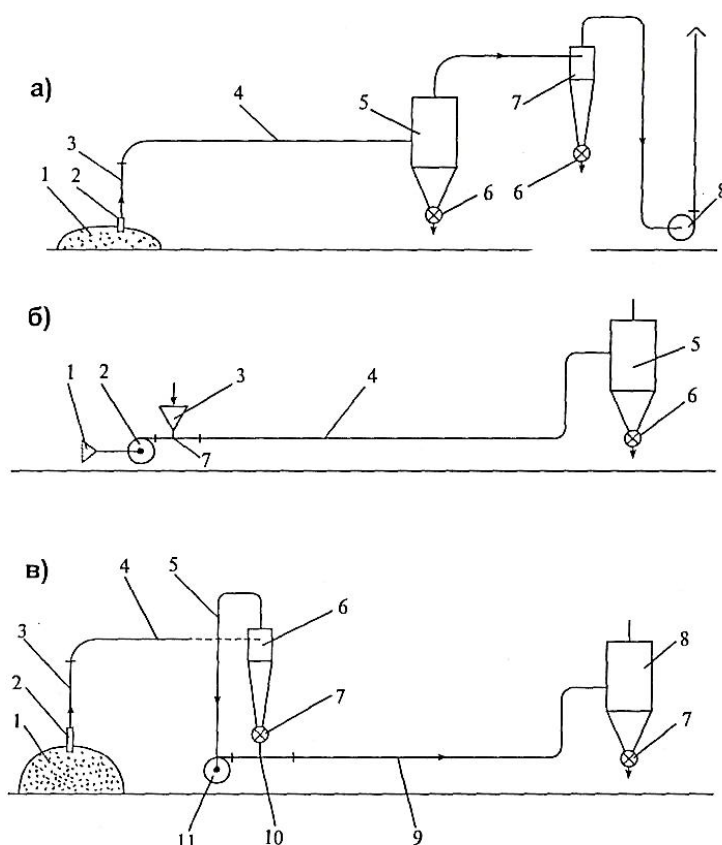


Рис.33. Типы пневмотранспортных установок: а – всасывающая:

1 – продукт; 2 – сопло; 3 – гибкий рукав; 4 – продуктопровод;

5 – разгрузитель; 6 – шлюзовые затворы; 7 – циклон;

8 – вентилятор; б – нагнетательная: 1 - воздухозаборник с фильтром; 2 – вентилятор; 3 – бункер; 4 – продуктопровод;

5 – разгрузитель; 7 – инжекторный питатель; в – смешанная:

1 – продукт; 2 – сопло; 3 – гибкий рукав; 4 – всасывающий

продуктопровод; 5 – воздухопровод; 6 – циклон; 7 – шлюзовые

затворы; 8 – разгрузитель; 9 – напорный продуктопровод;

10 – инжекторный питатель; 11 – вентилятор

Смесь воздуха и продукта (с заданной концентрацией продукта) транспортируется к месту назначения и поступает в разгрузитель. При входе в разгрузитель воздушно-продуктовый поток резко меняет свое направление, его скорость уменьшается в несколько раз. В результате этого продукт, отделившись от воздуха, оседает на дно разгрузителя, откуда при помощи шлюзового затвора выводится наружу. Воздух, отделенный в разгрузителе от продукта, поступает по воздухопроводу в установку для очистки воздуха (циклоны, рукавный матерчатый фильтр). Пыль собирается в пылесборниках пылеотделительных установок и при помощи шлюзовых затворов выводится наружу. Чистый воздух, пройдя вентилятор, выбрасывается в атмосферу.

Всасывающие ПТУ дают возможность соединять в одну систему (на один пылеотделительный блок и вентилятор) сложную сеть продуктопроводов: принимать продукт от нескольких единиц (до десяти) оборудования с транспортированием в заданные пункты разгрузки.

Нагнетательная ПТУ (рис.33,б) работает при избыточном давлении воздуха в продуктопроводе. Вентилятор нагнетает воздух в продуктопровод, куда при помощи специального загрузочного устройства подается продукт. Воздухопродуктовая смесь перемещается к месту назначения, поступает в разгрузитель, где продукт отделяется от воздуха и выводится из системы.

Отработанный воздух после очистки выбрасывается в атмосферу. Нагнетательная установка позволяет перемещать продукт на значительные расстояния. Кроме того, в таких ПТУ может быть применена разветвленная сеть продуктопроводов с адресной подачей продукта в несколько точек разгрузки.

В установках смешанного типа (рис.33,в) продукт сначала движется по продуктопроводам всасывающей части установки, выделяется в разгрузителе и через шлюзовой затвор подается в продуктопровод нагнетательной части. В смешанных установках продукт из разных точек загрузки может быть подан в несколько точек разгрузки.

По величине перепада давления в системе ПТУ условно делятся на установки низкого давления, в которых потери давления в сети не превышают 5 кПа (500 мм вод. ст.); установки среднего давления, в которых потери давления колеблются в пределах 5...10 кПа (до 1000 мм вод. ст.); установки высокого давления с потерями давления свыше 10 кПа.

При расчете установок с перепадом давления в сети более 10 кПа во избежание грубых ошибок необходимо учитывать термодинамические свойства воздуха.

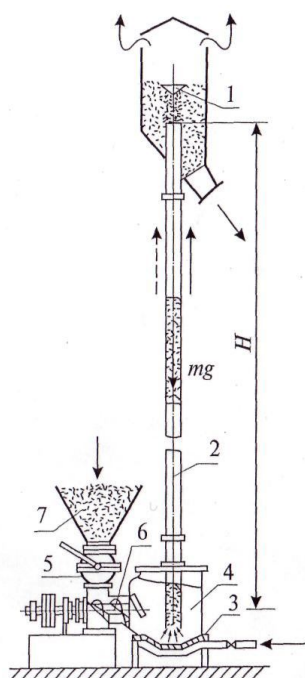


Рис.34. Пневматический подъемник: 1 – разделитель; 2 – трубопровод; 3 – пористое дно; 4 – смесительная камера; 5 – регулировочное устройство; 6 – винтовой питатель; 7 – загрузочный бункер

На зерноперерабатывающих предприятиях и большинстве предприятий пищевой промышленности для транспортировки продукции получили широкое распространение ПТУ низкого и среднего давления, так как они работают при сравнительно низких концентрациях смеси и больших расходах воздуха, что позволяет совместить транспортные и некоторые технологические операции (сушка, охлаждение продукта и др.).

В установках низкого и среднего давления воздуходувными машинами служат центробежные вентиляторы, а в установках высокого давления – компрессоры и ротационные воздуходувки.

Пневматическим подъемником (аэролифтом) принято называть установку нагнетательного типа, работающую по принципу «транспорт сплошным потоком». Материал перемещается в аэрированном состоянии в виде воздушно-продуктовой смеси высокой концентрации.

Схема пневмоприемника с винтовым питателем показана на рис.34. Материал поступает в загрузочный бункер 7 и далее через регулировочное устройство 5 винтовым питателем 6 подается в смесительную камеру 4. В камере материал подвергается аэрации воздухом, поступающим через пористое дно 3 под давлением $(0,5...1,2) \cdot 10^5$ Па (для тяжелых и абразивных грузов – до $3 \cdot 10^5$ Па) и транспортируется по трубопроводу 2. Для обеспечения неразрывности потока транспортируемого груза у разгрузочного конца трубопровода ставят специальное устройство – разделитель 1 (заслонки, клапаны, диафрагмы), иначе по мере нарастания скорости воздуха и соответственно падения давления возможен разрыв столба груза. Процесс транспортирования сплошным потоком осуществляется за счет силы, возникающей при прохождении воздуха через массу перемещаемого груза. Этот вид транспорта отличается большими концентрациями: до $\mu = 300...60$ при малых скоростях $0,4...3$ м/с.

Достоинства пневмотранспорта сплошным потоком – относительно меньший удельный расход энергии, меньший износ трубопровода, меньшая повреждаемость груза.

Недостатки – ограничение длины транспортирования и большие сопротивления при включении в транспортную установку трубопровода с коленами.

13.2. Загрузочные устройства (питатели) ПТУ

Загрузочное устройство ПТУ включает: загрузочные устройства (питатели); транспортирующие и вентиляционные трубопроводы; устройства для отделения продукта от воздуха (отделители, разгрузители); герметизирующие, запорные устройства (шлюзовые затворы, клапаны); воздухоудельные машины (вентиляторы, компрессоры); устройства для очистки воздуха от пыли (циклоны, рукавные фильтры, установки мокрой очистки воздуха).

Основными требованиями, предъявляемыми ко всем составным частям пневмоустановок, являются надежность, удобство монтажа и эксплуатации, минимальная энергоемкость, герметичность системы, бесшумность работы.

Загрузочные устройства (питатели) ПТУ обеспечивают дозированную подачу сыпучих продуктов в поток движущегося в трубопроводе с определенной скоростью воздуха, чем обеспечивается требуемое соотношение груза и воздуха, т.е. концентрация.

Питатели делятся на загрузочные устройства всасывающих, нагнетательных установок и установок аэрозольтранспорта.

Во всасывающих ПТУ при поступлении продукта снизу вверх применяются различные конструкции загрузочных устройств, основные схемы которых представлены на рис.35. Загрузочное сопло (рис.35,а) состоит из двух труб: внешней 1 для воздуха и внутреннего патрубка 2 для приема продукта с потоком воздуха. Переносные сопла такого типа применяются для перемещения продукта из любой точки насыпи, например, при разгрузке зерна из барж в вертикальные силосы. К пневмотранспортной системе сопла подсоединяются с помощью гибких всасывающих рукавов.

Загрузочные устройства (рис.35,б, в) служат для подачи продукта по патрубку 1 в продуктопровод 2 в смеси с воздухом, поступающим через входной конус 3, снабженный тканевым фильтром.

На рис.35,г представлена схема отбора продуктов размола и муки из поддона 1 размольного станка в продуктопровод 2. Заслонка 3 служит для регулирования концентрации смеси.

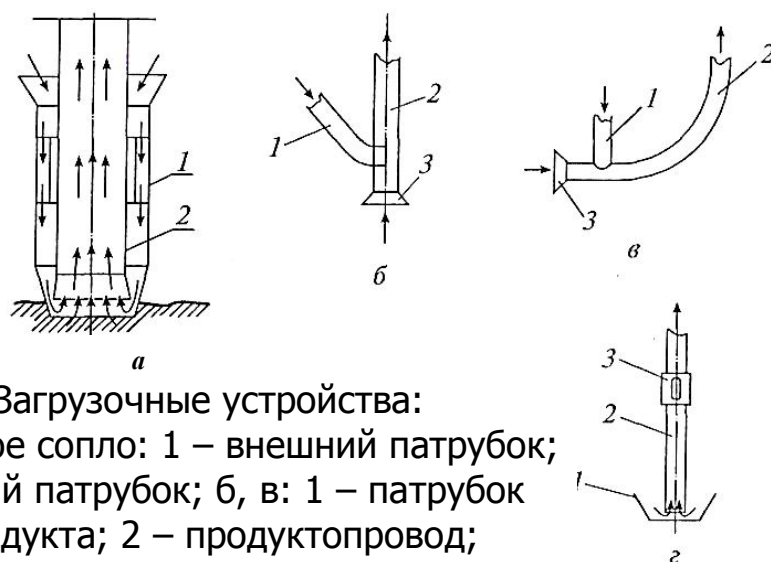


Рис.35. Загрузочные устройства:
 а – загрузочное сопло: 1 – внешний патрубок;
 2 – внутренний патрубок; б, в: 1 – патрубок
 подачи продукта; 2 – продуктопровод;
 3 – входной конус с фильтром; г: 1 – поддон
 размольного станка; 2 – продуктопровод;
 3 – заслонка

В нагнетательных ПТУ невысокой концентрации, работающих при низком и среднем давлении, нередко применяются инжекторные и барабанные питатели (шлюзовые затворы) (рис.36).

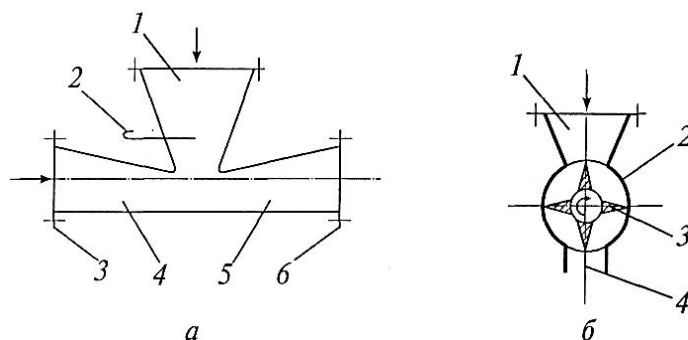


Рис.36. Питатели: а – инжекторный тип: 1 – бункер; 2 – заслонка;
 3 – фланец подключения к вентилятору; 4 – конфузор; 5 – диффузор;
 6 – фланец подключения к продуктопроводу; б – шлюзовый
 затвор: 1 – приемная воронка; 2 – корпус; 3 – ячеистый барабан;
 4 – разгрузочный патрубок

Принцип действия питателя инжекторного типа (рис.36,а) основывается на создании в зоне загрузки продукта в трубопровод давления, которое несколько меньше атмосферного. Это необходимо для того, чтобы продукт из промежуточного бункера, находящегося под атмосферным давлением, беспрепятственно поступал в продуктопровод, исключая возможность выхода из него воздуха.

Шлюзовые (барабанные) питатели (рис.36,б) широко применяются в ПТУ как запорные устройства для герметизации отверстий. Они используются для выпуска сыпучих продуктов из разгрузителей, аппаратов очистки воздуха и из емкостей, находящихся под вакуу-

мом. Эти затворы могут работать при разности давлений в зонах до 70...80 кПа.

Шлюзовой питатель представляет собой корпус 2, внутри которого вращается ячеистый барабан 3. Продукт поступает в приемную воронку 1, заполняет ячейки вращающегося барабана и через разгрузочный патрубок 4 выгружается в продуктопровод. Зазор между корпусом 2 и барабаном 3 устанавливается не более 0,05 мм.

13.3. Трубопроводы ПТУ

Трубопроводы (продуктопроводы и воздухопроводы) ПТУ изготавливаются из тонколистовой нержавеющей или оцинкованной стали, дюралюминия и пластмассовых (винипластовых и полиэтиленовых) труб.

Протяженность трасс пневмотранспорта может достигать 100 м и более. Стационарные участки трубопроводов собираются из секций длиной 6 м, разборные – из секций длиной 1,5-3 м. Для обеспечения герметичности и уменьшения сопротивлений на стыках особое внимание обращают на тщательность соединений труб. Главным образом применяются фланцевые соединения и быстросъемные соединения посредством разрезной муфты. Прокладки между фланцами изготавливают из резины, паронита, картона. Для повышения герметичности их покрывают масложироплотной пастой.

Для наблюдения за движением продукта в трубопроводах необходимо устанавливать вставки из неорганического стекла длиной 250 мм и люки для прочистки трубопроводов. Люки делают за каждым отводом и через 3–4 м на каждом горизонтальном участке.

Радиусы закруглений отводов по осевой линии принимаются равными 5-7 диаметрам трубы. Отводы с меньшим радиусом закруглений способствуют возникновению завалов.

Трубы должны быть прочными и герметичными. Особое внимание уделяется внутренней поверхности. Она должна быть гладкой, тщательно очищенной от ржавчины, окалины и заусенцев, не иметь выступов.

Внутренний диаметр трубопроводов определяется расчетом. Толщину стенок воздухопроводов низкого и среднего давления рекомендуется принимать не менее 1 мм, высокого давления – в пределах 3–5 мм.

Для присоединения к трубопроводу передвижных цистерн в ПТУ применяются гибкие рукава, изготовленные из стальных про-

филированных лент путем навивки, диаметром до 175 мм. Такой рукав легок и имеет гладкую внутреннюю поверхность.

13.4. Разгрузители ПТУ

Разгрузители служат для выделения транспортируемого продукта из воздушно-продуктовой смеси и направления его для дальнейшей переработки.

В установках всасывающего типа воздух в разгрузителях находится под разрежением, поэтому выпуск продукта из разгрузителя производится через шлюзовые затворы или клапаны, исключающие возможность подсоса атмосферного воздуха в систему. После разгрузителя воздух направляется по воздухопроводу на очистку (циклоны, фильтры) и затем вентилятором выбрасывается в атмосферу.

В нагнетательных установках воздух в разгрузителе находится практически под атмосферным давлением и особой герметизации не требуется.

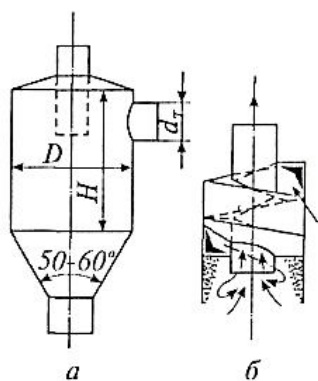


Рис.37. Разгрузители:
а – объемный; б – с
прямым восходящим
воздушным потоком

В установках аэрозольтранспорта незначительное количество перемешаемого воздуха часто позволяет обходиться без специального разгрузителя и подавать смесь непосредственно в бункер с выпуском воздуха через небольшой фильтр в атмосферу.

По принципу действия разгрузители делятся на объемные и центробежные. Центробежные – циклоны – были подробно рассмотрены ранее.

В объемном разгрузителе – цилиндрическом резервуаре диаметром в 8...10 раз больше диаметра трубопровода – разделение смеси воздуха и продукта достигается при значительном (до 0,2 м/с) понижении скорости. Вследствие этого из смеси под действием сил тяжести выделяются частицы продукта. На рис.37 представлены схемы разгрузителей.

Диаметр объемного разгрузителя можно определить из условия $v_p = (0,05...0,1) v_{вм}$ и равенства объемов воздуха в трубопроводе и разгрузителе в единицу времени:

$$D^2 \cdot v_p = d_m^2 v_{в}$$

где $v_p, v_{вм}, v_{в}$ – соответственно скорости воздуха в разгрузителе, вращения частиц продукта и воздуха в трубопроводе на входе в

разгрузитель. Тогда можно рассчитать диаметр разгрузителя по формуле:

$$D = (3,16...4,47)d_m \cdot \sqrt{\frac{v_g}{v_g}}$$

где d_m – диаметр подводящего трубопровода.

Высоту цилиндрической части объемного разгрузителя берут по соотношению H (1,1...1,3) D , а высоту конической части принимают из условия надежного скольжения продукта к выходному отверстию.

14. РАСЧЕТ ПНЕВМОТРАНСПОРТНЫХ УСТАНОВОК

Для расчета и проектирования ПТУ необходимы следующие исходные данные:

- производительность ПТУ по грузу (продукту) Q_z , кг/с;
- транспортируемый груз (продукт) и его физико-механические свойства (плотность, скорость витания $v_{вит}$, гранулометрический состав и др.);
- планы и разрезы этажей, выполненные в масштабе не менее 1 : 50, с нанесенным на них технологическим и другим оборудованием с указанием мест приемки и доставки продукта.

Проектирование ПТУ производится в следующем порядке:

- составляется пространственная или плоская схема ПТУ с указанием длин отдельных участков системы, мест расположения приемников, продуктопроводов, фасонных частей, циклонов, фильтров, вентиляторов и другого оборудования;
- в разветвленных сетях определяется расчетная нагрузка на каждый продуктопровод в отдельности;
- производится расчет, задачей которого является установление диаметров продуктопроводов d_m и воздухопроводов, расхода воздуха Q_g , общей потери давления по главной магистрали сети H_n (и потерь давлений в ответвлениях при сложной сети);
- по полученным данным расчета подбирается стандартное оборудование ПТУ (вентиляторы, циклоны, фильтры и т.д.);
- оформляются монтажные плоскостные и аксонометрические схемы ПТУ с указанием всех параметров, по которым изготавливается и монтируется пневмооборудование.

14.1. Скорость воздуха в трубопроводах пневмотранспорта

Скорость воздуха v_g в продуктопроводах зависит от скорости витания продукта $v_{вит}$ (табл.10).

Таблица 10

Скорость витания $v_{\text{вит}}$ некоторых продуктов, м/с

Груз	$v_{\text{вит}}$, м/с	Груз	$v_{\text{вит}}$, м/с
Пшеница, ячмень	9,0...11,5	Мука, опилки	7,5...8,1
Рожь, овес	8,0...10,0	Соя, песок	17,0...20,0
Горох, вика	14,0...17,0	Солома резаная	3,5...4,25
Фасоль, кукуруза	12,5...14,0	Мякина	1,7...4,5
Подсолнечник, гречиха	7,0...8,6	Полова	0,67...3,1

Скоростью витания частиц называется скорость воздуха в вертикальной трубе, при которой частицы сыпучего груза поддерживаются потоком воздуха и находятся в состоянии равновесного витания, т.е. не оседают и не уносятся в верх.

Скорость витания продуктов размола и муки колеблется в пределах 7,5...8,1 м/с. При проектировании ПТУ важно правильно выбрать скорость движения воздуха в трубопроводах. Слишком высокие скорости ведут к перерасходу энергии, повреждению продукта, быстрому износу труб; заниженные скорости при малейшей перегрузке транспорта приведут к завалам.

Скорость движения воздуха для всасывающих и нагнетательных установок низкого и среднего давления можно определить по формуле:

$$v_g = \varphi \cdot v_{\text{вит}},$$

где φ – коэффициент, зависящий от сложности трассы, концентрации смеси и физико-механических свойств транспортируемого груза (для зерна и муки $\varphi = 1,25...2,5$).

Чтобы избежать завала трубопроводов, при большой массовой концентрации и повышенной влажности транспортируемого груза коэффициенту φ придают большие значения.

Движение частиц во взвешенном состоянии в горизонтальном трубопроводе происходит под действием восходящих струй, возникающих при турбулентном движении потока. Скорость частиц груза v_z в потоке меньше скорости воздуха v_g и составляет примерно $v_z = 0,85 v_g$.

Правильный выбор скорости воздуха имеет большое практическое значение, так как от этого, помимо прочего, зависит потребная производительность воздуходувной машины и, следовательно, расход энергии на пневмотранспортирование. Кроме того, завышение скорости воздуха в трубопроводе вызывает увеличение сопротивле-

ния сети и необходимость повышать напор вентилятора, что также снижает эффективность ПТУ.

Определить необходимую величину скорости воздуха в трубопроводе теоретическим путем крайне сложно из-за большого числа влияющих факторов (размеры и плотность частиц продукта, длина пути транспортирования, концентрация материала в трубопроводе). Поэтому при практических расчетах пользуются опытными данными (табл.11).

Таблица 11

Некоторые параметры транспортируемых сыпучих материалов

Группа	Материалы	Скорость воздуха v_g , м/с	Концентрация смеси μ , кг/кг
I	Мелкоштучные	25...35	3...5
II	Зернистые	16...25	3...8
III	Порошковые и пылевидные	16...22	1...4
IV	Волокнистые	15...18	0,1...0,6

14.2. Коэффициент концентрации смеси

Работа ПТУ для сыпучих грузов характеризуется коэффициентом массовой концентрации смеси μ , под которым понимается отношение массы груза (продукта) к массе (расходу) воздуха, перемещаемых в единицу времени:

$$\mu = \frac{Q_z}{Q_g}, \text{ кг / кг}, \quad (55)$$

где Q_z и Q_g – соответственно производительность установки по грузу и воздуху, кг/с.

Если обозначить массу груза m_z , массу воздуха m_g на фиксированной длине l трубопровода, то производительность по грузу и воздуху можно выразить формулами $Q_z = m_z \cdot v_z / l$ и $Q_g = m_g \cdot v_g / l$. Тогда коэффициент массовой концентрации:

$$\mu = \frac{Q_z}{Q_g} = \frac{m_z \cdot v_z}{m_g \cdot v_g}, \quad (56)$$

где v_z, v_g – соответственно скорость частиц груза и потока воздуха.

Для ПТУ низкого и среднего давления ориентировочные значения μ для различных групп транспортируемых материалов приведены в табл. 11. В нагнетательных установках высокого давления значение величины μ может превышать 300 кг/кг.

14.3. Определение расхода воздуха и диаметра трубопровода

Расход воздуха в неразветвленной ПТУ может быть рассчитан по формуле (55), в соответствии с которой

$$Q_g = \frac{Q_z}{\mu} \text{ кг/с} . \quad (57)$$

Значение коэффициента массовой концентрации смеси выбирается в зависимости от вида транспортируемого продукта и типа ПТУ (см. табл.11).

Объемный расход воздуха (производительность по воздуху) с учетом его плотности p_g определяется по формуле:

$$L_g = \frac{Q_g}{p_g}, \text{ м}^3/\text{с} . \quad (58)$$

Плотность воздуха для ПТУ низкого и среднего давления принимают $p_g = 1,2 \text{ кг/м}^3$.

По известной скорости воздуха v_g рассчитывается сечение и диаметр трубопровода:

$$d_m = \sqrt{\frac{4 \cdot L_g}{\pi \cdot v_g}}, \text{ м} . \quad (59)$$

14.4. Расчет общих потерь давления (напора) в пневмосети

Напором называется разность давлений, создаваемая на концах трубопровода, необходимая для транспортирования груза. Эта разность давлений должна быть равна сумме всех потерь давления (напора) на отдельных участках пневмотрассы.

В общие потери (H_n) входят: потери на преодоление инерции груза и воздуха, т.е. сообщения им средних скоростей v_z и v_g (H_d) – динамический напор; потери на трение при движении продукта (груза) и воздуха в трубопроводе (H_m); потери в местных сопротивлениях (при вводе груза в трубопровод, в отводах, тройниках, диффузорах и т.д.) ($H_{\text{м}}$); потери на вертикальный подъем груза (H_{n-z}), потери в разгрузителях и фильтрах ($H_{p-\phi}$)

Таким образом, уравнение общих потерь напора:

$$H_n = H_d + H_m + H_{\text{м}} + H_{n-z} + H_{p-\phi} . \quad (60)$$

Динамический напор может быть найден из уравнения кинетической энергии и работы воздушного потока, составленных для фиксированного участка трубопровода длиной l и сечением

$$F = \frac{\pi d_m^2}{4} .$$

Кинетическая энергия воздуха и частиц груза на участке трубопровода длиной l равна:

$$E = \frac{m_6 \cdot v_6^2}{2} + \frac{m_z \cdot v_z^2}{2}, \quad (61)$$

где m_6 и m_z – соответственно масса воздуха и груза на участке трубопровода длиной l .

Работа воздушного потока на пути l , совершаемая силой $H_d \cdot F$, равна:

$$A = H_d \cdot F \cdot l. \quad (62)$$

Поскольку в данном случае приращение кинетической энергии равно работе потока за тот же промежуток времени, т.е. $A = E$, имеем

$$H_d \cdot F \cdot l = \frac{m_6 \cdot v_6^2}{2} + \frac{m_z \cdot v_z^2}{2}. \quad (63)$$

Уравнение определения массы груза m_z на фиксированной длине l трубопровода, с учетом формулы (56), можно представить в виде:

$$m_z = \frac{\mu \cdot m_6 \cdot v_6}{v_z}. \quad (64)$$

Учитывая, что $m = \rho \cdot F \cdot l$ и скорость частиц груза $v_z \approx 0,85v_6$, и подставляя (64) в (63), после преобразований получим выражение для расчета динамического напора:

$$H_d = \frac{\rho_6 \cdot v_6^2}{2} (1 + 0,85\mu). \quad (65)$$

Таким образом динамический напор пропорционален квадрату скорости воздуха зависит от коэффициента массовой концентрации, но не зависит от площади сечения трубопровода.

Потери напора на трение от движения чистого воздуха на общей длине трубопровода L можно определить по формуле:

$$H'_m = \lambda \frac{L}{d_m} \frac{\rho_6 \cdot v_6^2}{2}, \quad (66)$$

где λ – коэффициент сопротивления трению; его величину находят опытным путем или рассчитывают по выражению $\lambda = 0,3164 / Re^{0,25}$ (формула Блазиуса).

Здесь $Re = \frac{v_6 \cdot d_m}{\nu}$ – число Рейнольдса (ν – кинематическая вязкость воздуха).

Потери напора на трение при движении по трубам смеси воздуха и частиц груза определяют по формуле:

$$H_m = H'_m (1 + c\mu), \quad (67)$$

где $c = 0,68...0,31$ (при $v_g = 13...26$ м/с) – коэффициент, зависящий от концентрации смеси, скорости и физико-механических свойств продукта. Потери давления в местных сопротивлениях могут быть рассчитаны по выражению:

$$H_b = \sum \xi \frac{\rho_g \cdot v_g^2}{2}, \quad (68)$$

где $\sum \xi$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений при постоянной скорости воздуха в системе.

Значения ξ для различных элементов фасонных частей воздухопроводов приведены в разделе «аспирационные установки».

Потери давления на вертикальный подъем груза на высоту h можно определить, если приравнять силу тяжести массы груза $G = \mu \cdot g \cdot p_g \cdot F \cdot h$ и силу напора воздуха $H_{n.z.} \cdot F$.

Тогда после сокращения F получим:

$$H_{n.z.} = \mu \cdot g \cdot p_g \cdot h, \quad (69)$$

где g – ускорение силы тяжести.

Потери в разгрузителях и фильтрах $H_{p.\phi}$ определяются по общим методикам, принятым при расчетах аспирационных систем.

Уравнение полных потерь давления в пневмотранспортной системе после подстановки всех составляющих в уравнение (60) имеет вид:

$$H_n = \frac{p_g \cdot v_g^2}{2} \left[(1 + 0,85\mu) + \lambda \frac{L}{d_m} (1 + c\mu) + \sum \xi \right] + \mu \cdot g \cdot p_g \cdot h + H_{p.\phi}, \text{ Па}. \quad (70)$$

По полученной общей потере давления в сети и расходу воздуха подбирают вентилятор и рассчитывают мощность электродвигателя на привод по формуле:

$$N = \frac{k_1 \cdot k_2 \cdot L_g \cdot H_n}{\eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3}, \text{ Вт}, \quad (71)$$

где k_1 – коэффициент, учитывающий подсосы в сети, $k_1 = 1,15$; k_2 коэффициент неучтенных потерь напора в пневматической системе, $k_2 = 1,1$; $\eta_1 = 0,55...0,8$ – КПД вентилятора; $\eta_2 = 0,95...0,97$ – КПД подшипников; $\eta_3 = 0,96...1,0$ – КПД передачи.

Список литературы

1. Веселов С.А. Проектирование вентиляционных установок предприятий по хранению и переработке зерна / С.А. Веселов. – М.: Колос, 1974.
2. Веселов С.А. Практикум по вентиляционным установкам / С.А. Веселов. – М.: Колос, 1982.
3. Панченко А.В. Вентиляционные установки зерноперерабатывающих предприятий / А.В. Панченко, А.М. Дзядзио. – М.: Колос, 1982.
4. Дмитрук Е.А. Аспирация комбикормовых заводов / Е.А. Дмитрук. – М.: Колос, 1982.
5. Вайсман В.Р. Вентиляционные и пневмотранспортные установки / В.Р. Вайсман, И.Я. Грубчан. – М.: Колос, 1977.
6. Кривошеин А.И. Наладка пневматических установок на зерноперерабатывающих предприятиях / А.И. Кривошеин. – М.: Колос, 1972.
7. Отопление и вентиляция; под ред. В.Н. Богословского. Ч.2. Вентиляция. – М.: Стройиздат, 1976.
8. Мухин В.В. Кондиционирование воздуха в пищевой промышленности / В.В. Мухин. – М.: Пищевая промышленность, 1967.
9. Штокман Е.А. Очистка воздуха от пыли на предприятиях пищевой промышленности / Е.А. Штокман. – М.: Агропромиздат, 1989.
10. Блох Л.А. Грузоподъемные и транспортные установки в пищевой промышленности / Л.А. Блох, А.А. Валович. – М.: Пищевая промышленность, 1973.
11. Соколов А.Я. Технологическое оборудование предприятий по хранению и переработке зерна / А.Я. Соколов. – М.: Колос, 1984.
12. Красников В.В. Подъемно-транспортные машины / В.В. Красников. – М.: Колос, 1981.
13. Веселов С.А. Вентиляционные и аспирационные установки предприятий хлебопродуктов / С.А. Веселов, В.Ф. Веденьев. – М.: Колос, 2004.