А. В. Панченко

ВЕНТИЛЯЦИОННЫЕ УСТАНОВКИ

ЭЛЕВАТОРОВ, МЕЛЬНИЦ, КРУПЯНЫХ И КОМБИКОРМОВЫХ ЗАВОДОВ

А. В. ПАНЧЕНКО
ДОЦЕНТ ОДЕССКОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА
имени И. В. СТАЛИНА

664.7 (075)
П

ВЕНТИЛЯЦИОННЫЕ УСТАНОВКИ ЭЛЕВАТОРОВ, МЕЛЬНИЦ, КРУПЯНЫХ И КОМБИКОРМОВЫХ ЗАВОДОВ

ИЗДАНИЕ ВТОРОЕ,
ПЕРЕРАБОТАННОЕ И ДОПОЛНЕННОЕ

Допущено
Главным управлением высшего образования
Министерства культуры СССР
в качестве учебника для вузов пищевой промышленности

ПЕРЕОБЛІК 20 09 р.
Переучет 19 г.
134126
Одесский Технологический Институт им И. В. Сталина БИБЛИОТЕКА
ОНАХТ 06.11.09 Вентиляционные устан
134126

ПРЕДИСЛОВИЕ

Первое издание настоящей книги вышло в свет в 1938 г. Внесенные во второе издание существенные изменения и дополнения, обусловленные развитием советской науки и совершенствованием отечественной вентиляционной техники за истекшие 15 лет, дают основание говорить по существу о заново написанном курсе.

В учебнике нашли отражение основные идеи и положения в области вентиляции, разработкой которых в эти годы плодотворно занимались наши ученые в творческом содружестве с работниками производства.

Книга состоит из введения и семи разделов.

В первом разделе изучающие данную дисциплину, предварительно ознакомившись с основными частями и системами вентиляционных установок, получат представление об их гигиенических и технологических задачах.

Элементы промышленной аэродинамики изложены во втором, важнейшем, разделе, служащем основой остальных разделов учебника.

Так как в условиях работы элеваторов, мельниц, крупяных и комбикормовых заводов приходится иметь дело не с чистым воздухом, а с пылевоздушными смесями, в третьем разделе изучаются свойства пыли и смесей ее с воздухом, а в четвертом — вопросы отделения пыли от воздуха, т. е. очистка воздуха от пыли.

Первые четыре раздела курса дают необходимый материал для проведения расчетов вентиляционных сетей, которые изучаются в пятом разделе.

Принципы и порядок подбора вентилятора к сети воздуховодов освещены в шестом разделе, в котором излагаются также основные понятия о работе вентиляторов, их типах и конструкциях.

Предметом заключительного, седьмого, раздела курса являются вопросы эксплуатации вентиляционных установок.

Некоторые вспомогательные материалы, необходимые для расчетов вентиляционных установок, даны в виде приложений.

Проектирование вентиляционных установок предприятий, к которому студенты переходят после прохождения данного курса, изучается ими в порядке выполнения курсового проекта; ему предшествуют общегрупповые консультации по узкоприкладным вопросам специального проектирования. Материал по этим вопросам намечено изложить в подготовляемом к изданию учебном пособии по проектированию вентиляционных установок элеваторов, мельниц, крупяных и комбикормовых заводов.

В процессе прохождения курса будущие инженеры-механики и технологи должны глубоко изучить основы промышленной аэродинамики, применяя важнейшие положения ее к решению разнообразных задач, связанных с расчетом установок, испытанием и контролем их работы. Большое значение для усвоения основ промышленной аэродинамики

имеет комплекс экспериментальных задач, решаемых студентами при изучении курса в специальной лаборатории. Это дает возможность хорошо усвоить основы эксплуатации сложных вентиляционных установок, научиться умению рассчитывать, проектировать и монтировать новые установки, а также переоборудовать действующие с целью достижения наибольшего эффекта их работы.

В заключение считаем своим долгом выразить благодарность кандидатам технических наук А. М. Дзядзио и Л. И. Котляру, помогавшим автору в написании разделов VI и VII («Вентиляторы» и «Эксплуатация вентиляционных установок») и аспиранту А. С. Кеммеру, участвовавшему в составлении номограмм, чертежей и оформлении рукописи в целом.

Автор признателен также кандидату технических наук В. С. Пальцеву и инж. Г. Г. Вахвахову за ценные указания в процессе работы над рукописью.

В конце учебника приведены литературные источники, которые могут быть полезны читателю при более детальном изучении отдельных положений; на источники эти делаются ссылки в тексте в виде цифр, заключенных в скобки.

Замечания и предложения по данной книге следует направлять в адрес Издательства Министерства заготовок СССР (Москва, Уланский пер., д. 2).

ВВЕДЕНИЕ

Советский социалистический общественный строй использует могучую силу науки для беспрепятственного развития техники и роста производства в целях систематического повышения уровня жизни и культуры народных масс.

На пути технического прогресса СССР не знает препятствий, неизбежных для капиталистических стран, где буржуазия прибегает к использованию новой техники, если это связано с получением наибольших прибылей, но выступает против новой техники, когда она не сулит ей максимальных прибылей.

Коммунистическая партия и Советское правительство осуществляют планомерное и широкое внедрение достижений передовой науки и техники, непрерывное пополнение, обновление и совершенствование техники, являющиеся важнейшим фактором повышения производительности труда, облегчения и улучшения его условий.

Неуклонный рост всего общественного производства с преимущественным ростом производства средств производства возможен только на базе технического прогресса, составляющего одно из важнейших требований основного экономического закона социализма.

Благо советского человека, процветание народа — высший закон для нашей партии, сила которой состоит в том, что она в своей деятельности опирается на народные массы как на основную силу общественного развития.

Новым ярким свидетельством заботы о народном благе являются разработанные партией и правительством и направленные на повышение жизненного уровня трудящихся неотложные мероприятия по дальнейшему подъему сельского хозяйства и расширению производства товаров народного потребления.

Директивы XIX съезда партии указывают на необходимость «...поднять массовое движение изобретателей и рационализаторов из инженеров, техников, рабочих и колхозников за ...дальнейшее оздоровление условий труда».

С каждым годом увеличиваются ассигнования на мероприятия по облегчению и оздоровлению условий труда, на создание условий, максимально сберегающих силы и здоровье работающих. К числу таких мероприятий относится оснащение промышленных предприятий вентиляционными установками.

Вентиляционные установки промышленных предприятий в целом, включая установки гигиенического назначения, представляют собой необходимую часть тех материальных условий, в которых может совершаться производственный процесс.

И. В. Сталин указывал, что орудия производства могут одинаково обслуживать различные классы как старые, так и новые. Однако следует иметь в виду, что при наличии частной собственности на средства производства их использование носит явно выраженный классовый характер. Это можно проиллюстрировать на примере любой капиталистической страны.

Например, в США, при явно недостаточном количестве вентиляционных установок гигиенического назначения в производственных помещениях, жилища богачей, а также различные здания, служащие целям прибыльного «бизнеса» (театры, кино, универмаги и т. п. здания), снабжаются сложными, высокоразвитыми вентиляционными установками и системами кондиционирования[1] воздуха.

Широкое применение промышленных вентиляционных установок, имеющих гигиеническое значение, не соответствует цели капиталистического производства — извлечению прибылей.

Во всех капиталистических странах по настоящий день игнорируют промышленную вентиляцию как средство оздоровления условий труда рабочих и прибегают к ней лишь в тех случаях, когда это вызывается требованиями технологического процесса на данном предприятии или в данной отрасли промышленности.

К. Маркс и Ф. Энгельс, изучая условия жизни рабочего класса в Англии, указывали на вопиющие нарушения в области охраны труда. В частности, Маркс, говоря о допускавшейся предпринимателями «экономии на пространстве» производственных помещений и экономии на приспособлениях для вентиляции, подчеркивал, что эти две причины наряду с продолжительным рабочим днем вызывают повышенную смертность.

Промышленные вентиляционные установки, особенно установки гигиенического назначения, требуют относительно больших эксплуатационных затрат, не давая явного увеличения прибыли. Поэтому в странах капитализма они не могут иметь такого массового распространения, какое они получили в нашей стране, в условиях советского общественного и государственного строя.

**
*

Под вентиляционными[2] установками имеется в виду совокупность специального оборудования (вентиляторов, воздуховодов, пылеотделителей и др.), объединенного в системы для осуществления воздухообмена или создания целесообразно организованных и направленных воздушных потоков в зданиях, каналах, камерах или защитных кожухах машин и аппаратов.

На мукомольных, крупяных, комбикормовых заводах и элеваторах технологические процессы обычно сопровождаются обильным выделением пыли в окружающую среду — воздух производственных помещений; поэтому вентиляционным установкам придается особенно большое значение.

На этих предприятиях вентиляционные установки отсасывают воздух от технологического и транспортного оборудования, т. е. осуществляют так называемую аспирацию[3], создавая внутри рабочих пространств или защитных кожухов машин разрежение. Оно препятствует выделению пыли наружу и вызывает поступление в эти пространства наружного воздуха, уносящего с собой избыточные тепло и влагу, выделяемые при переработке зерна в муку и крупу.

---

[1] От латинского conditio — условие, норма, которой должен соответствовать в данном случае воздух.

[2] От латинского ventilatio — проветривание, удаление порченого и подача свежего воздуха.

[3] От латинского aspiratio — вдыхание, всасывание.

Аспирация представляет собой одну из разновидностей вентиляции, причем этот термин уместен только при рассмотрении вопросов, связанных с отсасыванием воздуха от оборудования, но не из помещений.

Наряду с обеспыливанием и другими гигиеническими задачами оборудование вентиляционных установок используют также для выполнения важнейших технологических операций (очистка и сушка зерна, сортирование продуктов помола при помощи воздушных потоков), а в последнее время и для пневматического транспорта зерна и продуктов его переработки.

Роль вентиляционных установок на элеваторах и предприятиях мукомольно-крупяной и комбикормовой промышленности нашей страны можно охарактеризовать кратким перечнем результатов, достигаемых при эффективной работе этих установок:

1. Оздоровление условий труда, ликвидация так называемых профессиональных заболеваний рабочих указанных отраслей промышленности.

2. Создание необходимых гигиенических предпосылок для повышения производительности труда.

3. Рост производительности мельниц, крупяных и комбикормовых заводов благодаря поддержанию нормального хода технологического процесса, обусловливаемому в частности повышением севкости сит.

4. Улучшение качества муки под влиянием охлаждения продуктов помола.

5. Очистка зерна воздушными потоками и сортирование продуктов помола и рушения зерна.

6. Проветривание зерна, хранящегося в складах и силосах, с целью предупреждения его самосогревания и некоторого снижения влажности, а также для предотвращения развития вредителей.

7. Уменьшение потерь зерна, возникающих при переработке его в муку и крупу, вследствие уменьшения количества сметок и рассеивания пылевидных продуктов в атмосферу.

8. Улучшение санитарно-гигиенического состояния предприятий в результате предупреждения возможности конденсации влаги на внутренних поверхностях машин, образования корок теста, развития микроорганизмов, а также вредителей зерна и продуктов его переработки внутри аспирируемого оборудования.

9. Предохранение подшипников от преждевременного износа, вызываемого постоянным абразивным воздействием минеральной пыли, наблюдающимся при отсутствии обеспыливающей вентиляции.

10. Предупреждение возможности возникновения взрывов пыли и пожаров.

***

Зачатки современной вентиляции, используемой для технологических целей, можно видеть в известном с древнейших времен процессе провеивания зерна — отделения от него под воздействием воздуха цветочных пленок и тонкой пыли.

«Механический ветер», т. е. первые веялки, появился в XVI—XVII вв. Описание примитивных вентиляторов в виде четырехлопастных колес, вращавшихся в соосном барабане или футляре, для подачи в шахты рудников свежего воздуха встречается впервые в трактате Агриколы «О горном деле» (1550 г.).

В XVIII в. применение вентиляторов для очистки зерна от «легких» примесей получило достаточно широкое распространение. В энциклопедии, издававшейся группой французских просветителей (Дидро, Д'Аламбер и др.— 1751—1780 гг.), описана машина, так называемый «тарар», для провеивания зерна воздушным потоком, создаваемым вентилятором.

В русском «Руководстве по механике» (1780—1790 гг.) описано применение вентиляторов и для провеивания продуктов помола зерна на жерновах с целью удаления оболочек и последующего размола очищенных крупок в муку высшего качества. Для этой же цели в 1843 г. И. Красноперовым была сконструирована «самовейка для очищения манной крупы» при помощи воздушных потоков (1, 2, 3).

С появлением паровых машин мукомольное производство освободилось от ограничений энергетического характера: мельничные предприятия получили возможность использовать принципиально неограниченную и постоянную во времени мощность вне зависимости от силы ветра или от близости предприятия к реке (ветряные и водяные двигатели).

Первая паровая мельница в России была оборудована в 1818 г. в селе Воротынец, Васильковского уезда, Нижегородской губернии (4). В 1866 г. в стране уже насчитывалось 126 паровых мельниц. Увеличение энергетических ресурсов позволило улучшить использование жерновов, т. е. повысить загрузку их и выпускать муку более тонкого помола. Интенсивный размол зерна вызывал значительный нагрев продуктов (до 60—70°), выделение в связи с этим большого количества влаги и конденсацию ее не только на внутренних стенках обечаек, отделявших жернова от помещения мельницы, но и на их рабочих поверхностях, что приводило к утрате шероховатости этих поверхностей и резкому снижению производительности жерновов.

Создание воздухообмена в рабочем пространстве жерновов резко снижало конденсацию влаги и существенно отражалось на их производительности. Поэтому аспирация жерновов достигает в середине XIX столетия высокого совершенства и получает повсеместное распространение (1, 2).

Аспирацию вальцевых станков, приоритет создания которых (1822 г.) принадлежит русскому технику М. Миллеру, начинают широко применять в начале нынешнего века в связи с более интенсивным использованием вальцевых станков, вызванным повышением износоустойчивости материала валков и улучшением конструкций станков.

На крупных мельницах России вентиляционные установки появились раньше, чем на многих других промышленных предприятиях. Однако применение их было вызвано не желанием оздоровить условия труда, а исключительно корыстными соображениями. Предприниматели оснащали мельницы вентиляционными установками, которые в связи с развитием в стране крупчатных помолов способствовали увеличению количества муки высоких, более прибыльных сортов.

В 1909 г. коллектив работников Одесского мельнично-технического училища детально разработал систему обеспыливающих вентиляционных установок мельниц и доказал на одной из небольших мельниц реальную возможность полного обеспыливания этих предприятий. В результате проведенной работы училище получило в 1910 г. от Всероссийского съезда мукомолов-промышленников почетный диплом, украсивший вестибюль училища. Дальше этого дело, однако, не пошло: предприниматели, верные своей классовой природе, не сочли нужным тратиться на дорогостоящие мероприятия по оздоровлению условий труда рабочих.

Нет надобности доказывать, насколько велико было число случаев производственного травматизма, вызванных тяжелыми условиями работы на запыленных предприятиях; очень велико оно и поныне на большинстве предприятий США и капиталистических стран Западной Европы, где предприниматели стремятся повышать прибыли, экономя на средствах охраны труда, в том числе на оборудовании вентиляционных установок.

Зерновые элеваторы и мельницы в нашей стране стали оборудовать о б е с п ы л и в а ю щ и м и вентиляционными установками лишь после Великой Октябрьской социалистической революции.

В Советском Союзе в основу проектирования и строительства промышленных предприятий с самого начала были положены иные принципы — все подчинено задачам охраны здоровья и труда работающих на этих предприятиях, пронизано заботой о людях — строителях коммунистического общества. В системе широко проводимых в этом направлении мероприятий оборудование вентиляционными установками занимает одно из первых мест.

**
*

Основоположником современной науки о вентиляции следует по праву считать гениального Ломоносова, который в своем труде «О вольном движении воздуха, в рудниках примеченном»[1] предложил новую теорию естественной тяги. Будучи разработана почти на столетие раньше, чем на Западе, эта теория до настоящего времени не потеряла своего значения. Попутно следует отметить, что первая конструкция саморегистрирующего анемометра (прибора для определения скорости и направления ветра), широко применяемого в вентиляционной технике, была предложена также М. В. Ломоносовым.

В середине того же XVIII столетия члены Российской академии наук Д. Бернулли и Л. Эйлер разработали законы движения жидкости, которые лежат в основе современных теорий и расчетов в области вентиляции.

Сотрудник Ломоносова академик Г. В. Рихман в 1747 г впервые сформулировал закон, объясняющий разницу в показаниях сухого и влажного термометров, положенный в основу современной теории психрометрии и психрометрических измерений, имеющих большое значение для вентиляционной техники и кондиционирования воздуха.

В 1832 г. горный инженер А. А. Саблуков предложил оригинальную конструкцию вентилятора, произведшую подлинный переворот в вентиляторостроении и расширившую область применения вентиляторов для промышленной вентиляции и других целей. Он впервые в мире осуществил установку вентилятора, работавшего на всасывающую сеть при общей длине всасывающих и нагнетающих воздуховодов около 100 *м*.

А. А. Саблуков признан первым теоретиком вентиляторостроения, оказавшим значительное влияние на конструкции вентиляторов, применявшихся позднее в разнообразных отраслях промышленности.

В 1859 г. особым указом «для рассмотрения различных систем вентиляции» был создан Российский комитет по вентиляции, состоявший из 16 инженеров и гигиенистов, в том числе акад. Э. Х. Ленца, ректора Петербургского университета. Комитет по вентиляции поставил на разрешение 20 различных вопросов, в частности весьма важный вопрос о системах вентиляции и нормах воздухоснабжения (6).

Отсутствие в стране производства вентиляторов заставляло оборудовать вентиляционные установки системой теплового побуждения тяги. Необходимость замены теплового побуждения более экономичным механическим подчеркивалась акад. Ленцом: «Полная вентиляция через одно нагревание невозможна; ее можно достигнуть только тогда, когда воздух будет приведен в движение механическим способом» (7).

Представления об основных причинах, обусловливающих необходимость освежения воздуха в закрытых помещениях, используемых людьми, т. е. вентиляции помещений, на протяжении последних 180 лет неоднократно пересматривались.

С тех пор как стало известно значение кислорода для дыхания человека, причиной порчи воздуха считали уменьшение в нем содержания кислорода.

---

[1] Приложение к первому в России учебнику по горнозаводскому делу «Первые основания металлургии или рудных дел», 1763 г.

Со времени сообщения Лавуазье (май 1777 г.) об открытии им в опытах изучения дыхания животных «удушливого воздуха», вызывающего помутнение известковой воды, в течение 100 с лишним лет господствовало неправильное убеждение, что основной причиной ухудшения самочувствия человека в невентилируемых помещениях служит повышение содержания углекислоты, а не уменьшение количества кислорода.

В соответствии с этим представлением вплоть до начала XX столетия и вели все расчеты воздухообмена по формулам, аналогичным формуле I-3, исходя из количества углекислоты, выделяемой человеком, и некоторого предельного содержания углекислоты во вдыхаемом воздухе.

Несмотря на большой воздухообмен, требуемый подобными расчетами, самочувствие и работоспособность людей, находившихся в вентилируемых помещениях, оставались во многих случаях на низком уровне.

Русский инженер, «устраиватель вентиляции и нагревания зданий» И. Д. Флавицкий (1828—1887 гг.), один из первых отметил недостаточность и несостоятельность старых теорий, указав на решающее влияние температуры, влажности и степени интенсивности движения воздуха, определяющих условия отдачи тепла организмом, на самочувствие человека.

Несмотря на то, что одна из 15 работ Флавицкого, посвященных вопросам вентиляции и отопления, была опубликована Российской академией наук (8), труды этого выдающегося инженера оставались малоизвестными и из них своевременно не было сделано надлежащих выводов.

Положения, высказанные Флавицким о зависимости между самочувствием человека и физическими показателями воздушной среды, а именно температурой воздуха, его влажностью и скоростью движения, лежат в основе современных взглядов на гигиеничность состояния воздуха.

Теорию, которая получила распространение лишь спустя 40 лет после опубликования работ Флавицкого, коротко можно формулировать так: ухудшение самочувствия и понижение работоспособности в плохо вентилируемых помещениях обусловливаются обычно не изменением химического состава воздуха, а перегреванием человеческого тела, вызываемым ухудшением условий его теплообмена с окружающей средой. Это, однако, не означает, что загрязнение воздуха вредными газами и пылью безразлично для человеческого организма; данные факторы при их наличии учитываются в вентиляционных расчетах так же тщательно, как и условия теплообмена.

Развитие положений, впервые высказанных Флавицким, коренным образом изменило принципы вентиляции жилых домов, общественных зданий и производственных помещений.

Широкое и глубокое изучение рассматриваемой проблемы продолжается и в наши дни советскими научно-исследовательскими институтами.

Первый для высших учебных заведений курс отопления и вентиляции был создан в России проф. Г. С. Войницким (первое издание — 1877 г., третье — 1884 г.), а не проф. Г. Ритшелем в Германии (1893 г.), как это ранее указывалось в немецкой технической литературе. Следует подчеркнуть, что Войницкий в 1881 г. был приглашен в Германию для осуществления своей системы воздушного отопления в Потсдамском дворце.

В числе многих систематизированных обширных курсов отопления и вентиляции для высших учебных заведений (С. Б. Лукашевича — 1880 г., А. А. Веденяпина — 1886 г., М. Н. Зиборова — 1904 г., К. Ф. Ерченко — 1909 г. и др.) особого внимания заслуживает курс проф. В. М. Чаплина (1859—1931 гг.). Он написан для учащихся Мо-

сковского высшего технического училища в 1906—1909 гг. (последнее издание в 1928 г.) и отличается большой глубиной и научной строгостью изложения.

Следует отметить также большие по своей значимости экспериментальные и теоретические работы в отдельных отраслях промышленной вентиляции: акад. А. А. Скочинского (вентиляция рудников), А. Н. Селиверстова и В. П. Веденисова, Б. М. Аше и др. (вентиляция фабрично-заводских зданий).

Несмотря на плодотворную деятельность русских специалистов, эта деятельность, например, в области оснащения вентиляцией жилых и общественных зданий подавлялась активностью иностранных отопительно-вентиляционных фирм, к услугам которых предпочитала обращаться отечественная буржуазия. Наши инженеры и техники не могли найти применения своим силам и при оборудовании фабрик и заводов, так как по уже упоминавшимся причинам промышленные вентиляционные установки не могли получить широкого распространения.

Лишь после Великой Октябрьской социалистической революции вентиляционная техника вообще и ее важнейшая отрасль — промышленная вентиляция — получили возможность развиваться быстрыми темпами.

В 1918 г. за подписью В. И. Ленина был издан декрет об организации инспекции труда, в функции которой входил также надзор за состоянием промышленных вентиляционных установок. В первые же годы существования советской власти (с 1921 г.) органы охраны труда приступили к изучению вопросов, связанных с оборудованием и усовершенствованием вентиляционных установок. Строительство их регулируется обязательными постановлениями, вытекающими из требований Кодекса законов о труде. В основу проектирования и устройства систем вентилирования кладутся обоснованные в гигиеническом отношении нормативы, находящие отражение в ГОСТ, Технических условиях и т. п.

В стране создаются многочисленные научно-исследовательские институты и организуются специальные кафедры при вузах, изучающие проблемы вентиляции, а также смежные с ней вопросы гигиены и физиологии труда.

В настоящее время в различных городах страны функционирует сеть научно-исследовательских институтов охраны труда ВЦСПС (в Москве, Ленинграде, Иванове, Тбилиси и др.) и институтов гигиены труда и профессиональных заболеваний; организованы Всесоюзный научно-исследовательский институт санитарно-технического оборудования (ВНИИСТО), Центральная научно-исследовательская лаборатория санитарной техники и др.

Из отраслевых научно-исследовательских и проектных институтов работы большого теоретического и практического значения выполнены Всесоюзным научно-исследовательским институтом зерна — ВНИИЗ (работы лауреатов Сталинской премии И. Я. Бахарева и К. В. Дрогалина, В. С. Пальцева и др.), Промзернопроектом, разработавшим типовые проекты и системы вентиляционных установок элеваторов, мельниц и крупозаводов (работы И. А. Волкинда, В. Н. Павлова, Э. Е. Дорфмана и др.).

В решение разнообразных конкретных задач (аэрация, воздушные души и завесы, центробежные пылеотделители и т. п.) большой вклад внесли советские ученые и инженеры В. В. Батурин, В. В. Кучерук, П. А. Коузов, Л. С. Клячко, Н. В. Дегтярев и др., разрабатывающие теоретические основы и методы расчета систем промышленной вентиляции.

Ведущую роль в успехах советской промышленной вентиляции играет Центральный аэрогидродинамический институт имени Н. Е. Жуковского (ЦАГИ), обогащающий ее своими исследованиями в области

промышленной аэродинамики и вентиляторостроения (работы лауреатов Сталинской премии проф. К. А. Ушакова, профессоров В. И. Поликовского и К. К. Баулина, кандидатов технических наук И. Е. Идельчика, В. И. Ханжонкова, Е. Я. Юдина и др.).

Результаты многолетних работ ЦАГИ позволили, в частности, полностью отказаться от несовершенных конструкций заграничных вентиляторов, а также от грубо эмпирических данных зарубежного происхождения об аэродинамическом сопротивлении фасонных частей воздуховодов.

С 1928 г. в учебные планы институтов и техникумов, готовящих кадры для элеваторно-складского хозяйства, мукомольно-крупяной и комбикормовой промышленности, включен курс «Вентиляционные установки».

Накануне войны и особенно в послевоенный период промышленная вентиляция в результате широкого применения ее на всех новостроящихся и реконструируемых предприятиях СССР достигла огромных успехов.

В пятой пятилетке нашли широкое применение достижения советской вентиляционной техники как в области расчета и проектирования установок, так и в области индустриализации их монтажа. Наши ученые в содружестве с практиками успешно решают новые задачи вентиляционной техники, предназначаемой для дальнейшего улучшения условий труда и технологических процессов на промышленных предприятиях, непрерывно оснащаемых новейшим оборудованием.

Как указывалось, совершенствование производства на базе высшей техники ведет к неуклонному росту материального и культурно-технического уровня трудящихся и технической культуры социалистического производства, немалую роль в повышении которой играет эффективная работа вентиляционных установок.

РАЗДЕЛ ПЕРВЫЙ

СИСТЕМЫ И ЗАДАЧИ ВЕНТИЛЯЦИИ

ГЛАВА I

СИСТЕМЫ ВЕНТИЛЯЦИИ

1. ОБЗОР СПОСОБОВ ОСУЩЕСТВЛЕНИЯ ВОЗДУХООБМЕНА В ПОМЕЩЕНИЯХ

Для создания и поддержания воздухообмена в помещении необходимо осуществлять движение воздуха, которое может происходить только при наличии разности давлений его, причем воздух перемещается из области бóльших давлений в область меньших давлений.

Разность давлений создается:

— чаще всего при помощи вентиляторов;

— вследствие разности температур и, следовательно, удельных весов воздуха, т. е. под влиянием действия гравитационных[1] сил;

— в результате использования разрежения воздуха, возникающего за телами, обтекаемыми воздушными потоками, обычно ветром.

В связи с этим различают вентиляционные системы:

— с механическим побуждением движения воздуха — механическую вентиляцию;

— с естественным побуждением движения его — естественную вентиляцию.

Естественная вентиляция является чаще всего результатом совместного действия гравитационных сил и ветра.

Наиболее широко применяют в промышленной практике, особенно при обеспыливании оборудования, вентиляционные системы с механическим побуждением, т. е. с применением вентиляторов, позволяющих создавать любое давление или разрежение, необходимое для преодоления сопротивления пылеотделителей и других частей вентиляционных установок.

Физическая сущность побуждения движения воздуха вследствие действия гравитационных сил впервые была вскрыта М. В. Ломоносовым, указавшим также и основу метода расчета вентиляционных систем. Эта основа состоит в том, что сумма всех сопротивлений, возникающих при движении воздуха, не должна превышать величины действующей разности давлений.

Если температуру наружного воздуха и соответствующий ей удельный вес обозначить через $t_н$ и $\gamma_н$ $кГ/м^3$, а те же величины внутри здания — через $t_в$ и $\gamma_в$ (рис. 1), то давление, вызываемое весом столба наружного воздуха высотой h $(м)$, будет равно

$$\gamma_н h\ кГ/м^3 = кГ/м^2,$$

а давление, обусловливаемое весом такого же столба внутреннего воздуха, составит $\gamma_в h\ кГ/м^2$. Разность давлений при этом будет равна

$$H_т = h\ (\gamma_н - \gamma_в)\ кГ/м^2.$$

[1] От латинского gravitas — тяжесть.

Для увеличения действующей разности давлений иногда прибегают к дополнительному подогреву воздуха калорифером, как это схематически показано, например, на рис. 1, изолируя в тепловом отношении вытяжную трубу.

Разность давлений внутри помещения и снаружи вызывает проникновение некоторых масс атмосферного воздуха в здание через поры материала ограждающих конструкций и главным образом через щели в притворах окон, дверей, ворот с оттоком таких же по величине масс воздуха наружу через другие неплотности в ограждениях; подобный нерегулируемый воздухообмен называется инфильтрацией.

Инфильтрация создает неорганизованный, непостоянный, изменяющийся с изменением температуры, скорости и направления ветра воздухообмен, который в санитарно-гигиеническом отношении является малоценным.

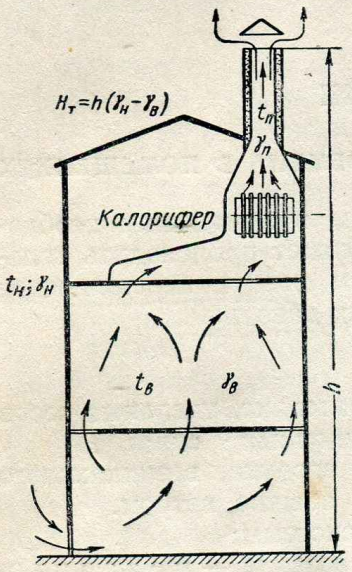


Рис. 1. Величина теплового (гравитационного) давления, возникающего в зданиях с повышенной, по сравнению с наружной, температурой воздуха

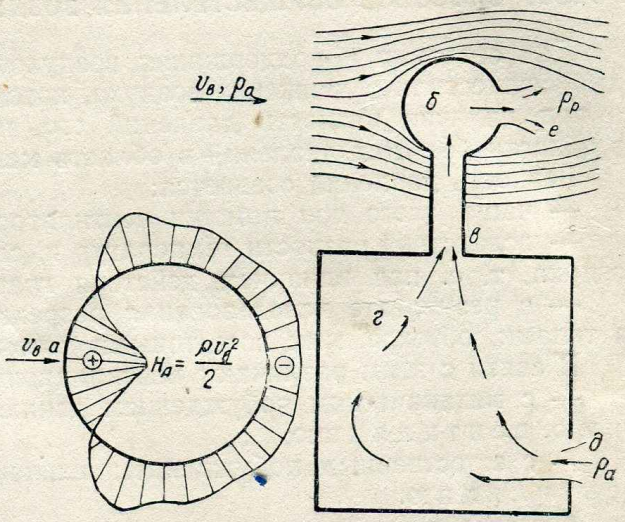


Рис. 2. Принцип действия ветровых насадок (дефлекторов)

Естественная вентиляция, при которой создается управляемый, регулируемый и достаточно точно рассчитываемый воздухообмен в здании, называется аэрацией. Ее применяют чаще всего в производственных помещениях, в которых выделяется такое большое количество тепла, что удаление его при помощи вентиляторов требует огромных объемов воздуха и в связи с этим больших эксплуатационных затрат; во многих случаях и это не может дать требуемого вентиляционного эффекта.

Вследствие относительно малой величины действующей разности давлений, при естественной вентиляции поступающий в помещение воздух не обрабатывается, т. е. не подвергается предварительному нагреванию или охлаждению, увлажнению или осушке, очистке от пыли или вредных газов; удаляемый из помещения воздух также не очищается.

При аэрации воздух в помещение поступает через створки окон, расположенных на различных уровнях (в стенах), а удаляется через отверстия, находящиеся на верхних уровнях, главным образом через открывающиеся фрамуги фонарей.

Вопросы аэрации глубоко разработаны в СССР В. В. Батуриным, В. В. Кучеруком, И. А. Шепелевым и др. (11).

На элеваторах, мельницах и крупозаводах разность давлений, создаваемую ветром, используют, как и на многих других промышленных предприятиях, для отсасывания воздуха из помещений при помощи так называемых ветровых насадок (дефлекторов), принцип действия которых показан на рис. 2.

зываемых местных отсосов, применяя для этого различные конструкции зонтов, колпаков, ширм, кожухов, которые не препятствуют ведению производственного процесса и наблюдению за ним (рис. 5,*а,б,в,г,д*). Устройства для местного удаления вредных выделений возможны также в виде бортовых отсосов и передувок (см. рис. 5,*е,ж*). Так, например, для предотвращения выделения большого количества пыли ковшевыми весами во время заполнения их зерном используют подвесные ширмы (см. рис. 5,*д*). Ширмы заканчиваются матерчатым фартуком, опускающимся внутрь ковша и образующим небольшой зазор между внутренними стенками ковша и фартуком. Из такого укрытия, не связывающего вертикальные перемещения ковша, отсасываются относительно небольшие объемы воздуха; они достаточны для того, чтобы в небольшом зазоре между ковшом и фартуком создавать скорости воздуха, не позволяющие пыли изнутри ковша пробиваться наружу.

На элеваторах, мельницах, крупяных и комбикормовых заводах пылезащитные кожухи имеют десятки разнообразных форм применительно к требованиям различных видов транспортирующего (ленточные транспортеры, нории, самотечные трубы) и технологического оборудования (вальцевые станки, бураты, центрофугалы). В конструкциях технологического оборудования станина или другие части машин обычно развиты в пылезащитный кожух, от которого отсасывается (аспирируется) воздух; это создает разрежение в кожухе, предотвращающее выделение пыли наружу.



Рис. 6. Воздушный душ конструкции Батурина

Для уменьшения количества аспирируемого воздуха пылезащитные кожухи следует конструировать с минимумом наружных отверстий, но все же так, чтобы не затруднить эксплуатации оборудования. Лишь в тех случаях, когда это невозможно, приходится прибегать к локализации выделений способом отсасывания или сдувания их.

Местная приточная вентиляция дает возможность создавать благоприятные условия воздушной среды в ограниченном пространстве рабочего помещения, отличные от условий, существующих во всем здании.

К такой вентиляции следует отнести сконструированные В. В. Батуриным воздушные души (рис. 6), обдувающие работающих (например у печей) направленными воздушными потоками со скоростью от нескольких сотых метра до 3—5 *м/сек*, а также воздушные «оазисы», предложенные И. Г. Крыловым. Последние представляют собой рабочую площадку, отделенную от остального помещения перегородкой высотой около 2 *м*, с подачей в нижнюю часть этого воздушного бассейна охлажденного очищенного воздуха (13, 14).

К местной вентиляции относятся также воздушные завесы, устраиваемые в воротах рабочих помещений для предотвращения проникновения в них холодного воздуха. Расчет воздушных завес разработан В. В. Батуриным и И. А. Шепелевым (15).

Для элеваторов, мельниц, крупяных и комбикормовых заводов особенно большое значение имеет местная обеспыливающая вентиляция. Локализация выделений пыли является основным способом обеспыливающей вентиляции и достигается главным образом отсасыванием воздуха от укрытого пылезащитными кожухами оборудования, т. е. его аспирацией.

134126
Одесский ... Институт им. И. В. Сталина
БИБЛИОТЕКА

Предприятия мукомольной, крупяной и комбикормовой промышленности имеют большое количество аспирируемого оборудования. Вытяжка воздуха через аспирируемое оборудование обусловливает при отсутствии рециркуляции [1] аспирируемого воздуха разрежение в помещении, весьма высокую кратность воздухообменов его и практическую невозможность обеспечить в нем необходимую для нормального ведения процесса помола устойчивую влажность воздуха и установившуюся температуру. Таким образом, аспирация оборудования указанных предприятий самым тесным образом связана с вопросами вентиляции их в целом.

2. ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ОСНОВНЫХ ЧАСТЕЙ ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ УСТАНОВОК

Каждая вентиляционная установка рассматриваемых предприятий состоит из трех основных, обязательно имеющихся в наличии, частей: воздуховода, вентилятора и пылеотделителя (рис. 7).

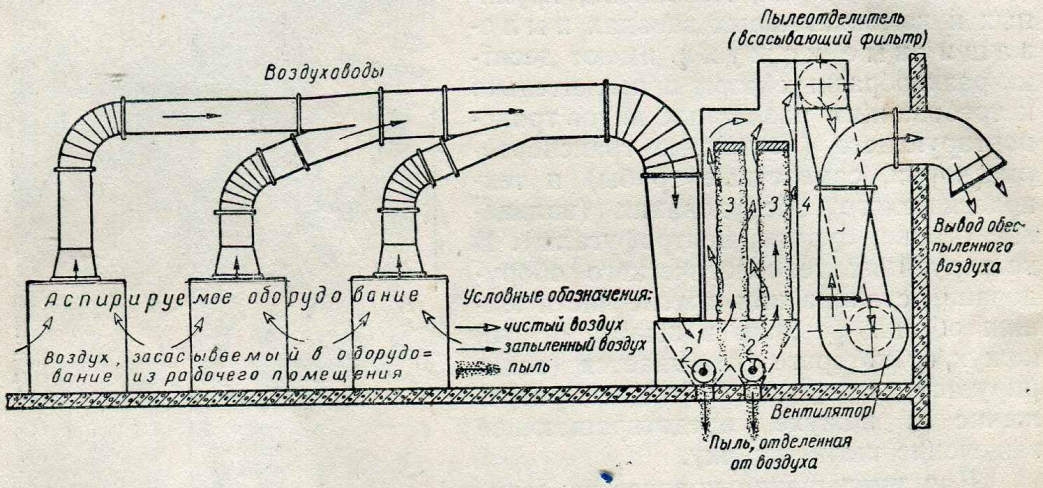


Рис. 7. Схема наиболее распространенных вентиляционных установок, аспирирующих оборудование мельниц, крупяных и комбикормовых заводов:
1—сборный ковш; *2*—шнек, выводящий отделяемую от воздуха пыль; *3*—матерчатые рукава; *4*—воздухонепроницаемый шкаф

На некоторых мельницах Промзернопроектом предусмотрены промывные камеры, служащие для вторичной очистки воздуха от пыли с целью возвращения его в производственные помещения мельниц, и калориферы для подогрева наружного воздуха, подаваемого взамен воздуха, частично выбрасываемого наружу.

Воздуховод представляет собой обычно разветвленную сеть труб, присоединяемых с одной стороны к машинам, обслуживаемым вентиляционной установкой, а с другой — к вентилятору или пылеотделителю.

Как прямолинейные, так и фасонные части воздуховодов (рис. 8) изготовляют из листовой стали, наиболее часто из листовой кровельной (ГОСТ 1393-47) или тонколистовой оцинкованной (ОСТ НКТП 3212).

Самая распространенная форма поперечного сечения воздуховодов — круглая, наиболее экономичная в отношении расхода металла на единицу площади поперечного сечения воздуховода или, что то же, на единицу его пропускной способности. Диаметры воздуховодов колеблются обычно в пределах 100—700 *мм*; в соответствии с этим толщина стали, из которой изготовляют такие воздуховоды, находится в пределах от 0,5 *мм* (100 *мм*) до 0,8 *мм* (700 *мм*).

[1] Рециркуляция — возврат аспирируемого от оборудования воздуха внутрь здания после тщательной (обычно двукратной) очистки этого воздуха от пыли.

Пропускная способность воздуховода определяется поперечным сечением его и скоростью движения воздуха. В воздуховодах элеваторов, мельниц, крупяных и комбикормовых заводов она обычно составляет 5÷16 *м/сек* в зависимости от вида пыли, перемещаемой с воздухом, отсасываемым от оборудования.

Один из важнейших показателей качества изготовления и монтажа воздуховодов — высокая плотность всех соединений его, не допускающая присосов воздуха внутрь воздуховода помимо машин, обслуживаемых этим воздуховодом. Наличие значительных присосов через неплотности в воздуховодах ухудшает аспирацию машин и является расточительным; такие присосы резко увеличивают расход энергии на привод вентиляторов.

Необходимо подчеркнуть, что воздушные каналы аспирируемой машины служат началом почти каждого вентиляционного воздуховода; по-

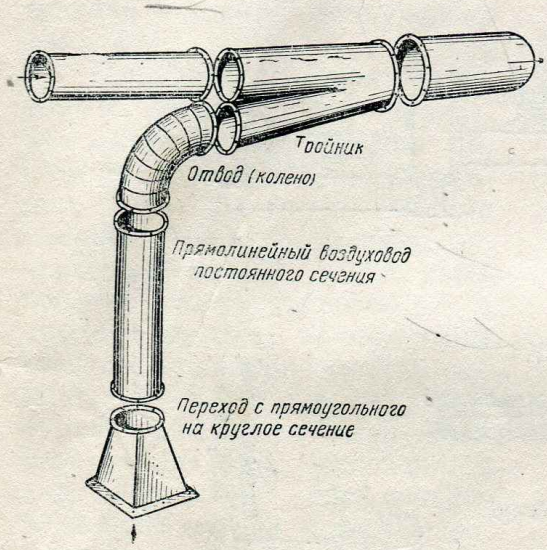


Рис. 8. Прямолинейные и фасонные части вентиляционных воздуховодов

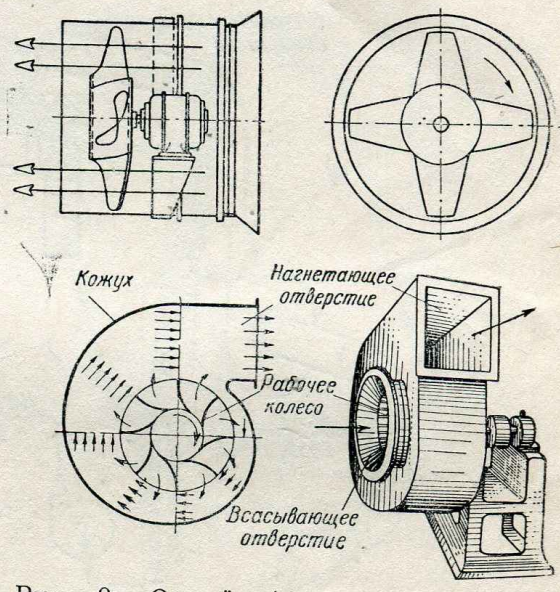


Рис. 9. Осевой (перемещение воздуха вдоль оси) и центробежный вентиляторы (перемещение воздуха от центра к наружной окружности рабочего колеса)

этому достаточные размеры этих каналов и отсутствие пылевых отложений в них повышают пропускную способность вентиляционных воздуховодов и определяют эффект, достигаемый аспирацией машин.

Вентиляторы представляют собой воздуходувные машины, перемещающие воздух аналогично известному из курса гидравлики перемещению капельной жидкости центробежными и пропеллерными насосами, но при давлениях, не превышающих 1500 *кГ/м²*.

Из двух основных типов вентиляторов — осевых и центробежных (рис. 9) — в вентиляционных установках элеваторов, мельниц, крупяных и комбикормовых заводов наиболее часто применяют центробежные вентиляторы среднего давления, развивающие давление до 300 *кГ/м²*. Реже применяют центробежные вентиляторы низкого давления, могущие покрыть потери в сети, доходящие до 100 *кГ/м²*, и еще реже — осевые вентиляторы, отличающиеся перемещением больших объемов воздуха (десятки тысяч кубических метров в час) при небольших давлениях (20÷50 *кГ/м²*). Центробежные вентиляторы высокого давления (300÷1500 *кГ/м²*) используют для пневматического транспорта зерна, продуктов помола его и отходов, постепенно заменяющего механический транспорт на мельницах.

К всасывающему и нагнетающему отверстиям вентилятора, показанным на рис. 9, присоединяют воздуховоды, соответственно называе-

мые всасывающим и нагнетающим, образующие всасывающую и нагнетающую линии воздуховодов (рис. 10).

Мощность, потребная для привода вентилятора в движение, аналогично известному из курса гидравлики для насосов, прямо пропорциональна подаче воздуха вентилятором $Q_с$ $м^3/сек$ и давлению $H_в$ $кГ/м^2$, развиваемому им:

$$N_{кв} = \frac{Q_с H_в}{75\eta_{iв}} \; л.\,с. = \frac{Q_с H_в}{102\eta_{iв}} \; квт, \qquad (I\text{-}4)$$

где $\eta_{iв}$ — коэффициент полезного действия вентилятора, под которым подразумевают отношение мощности, сообщенной перемещаемому вентилятором воздуху ($Q_с \cdot H_в$ $кГ \cdot м/сек$), к мощности, потребной для привода в движение рабочего колеса вентилятора ($75\ N_{кв}$ $кГ \cdot м/сек$); величи-

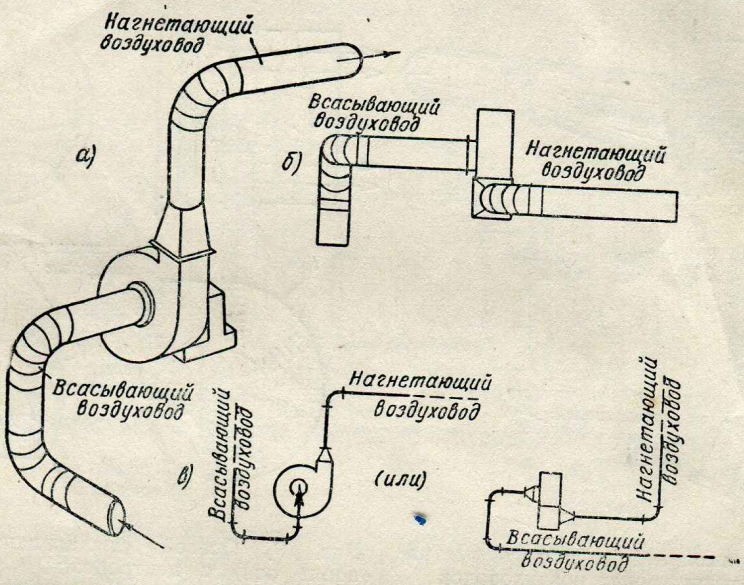


Рис. 10. Всасывающий и нагнетающий воздуховоды вентиляционной сети:
а—в натуре; *б*—в монтажном чертеже (план); *в*—в плоскостной схеме вентиляционной установки

на $\eta_в$ колеблется обычно в пределах 0,50÷0,70 и в лучших конструкциях вентиляторов, разработанных ЦАГИ, достигает 0,80.

Пылеотделители — непременная составная часть всех вентиляционных установок элеваторов, мельниц, крупяных и комбикормовых заводов, так как воздух, отсасываемый от оборудования этих предприятий, всегда насыщен в той или иной мере пылью.

Одним из важнейших показателей качества работы каждого пылеотделителя служит коэффициент очистки воздуха пылеотделителем $\eta_п$, равный отношению количества отделяемой в пылеотделителе пыли $a_п$—$a_у$ $г/м^3$ к количеству поступающей в него пыли $a_п$ $г/м^3$, т. е.

$$\eta_п = \frac{a_п - a_у}{a_п} 100\%, \qquad (I\text{-}5)$$

где $a_у$— количество уходящей из него пыли, выраженное в граммах на 1 $м^3$ воздуха (величины $a_п$ и $a_у$ обычно называются запыленностью воздуха).

Другим важным показателем эффективности работы пылеотделителя является сопротивление его, т. е. потери давления $H_п$ $кГ/м^2$, возникающие при прохождении воздуха через пылеотделитель; величина их при про-

хождении через пылеотделитель $Q_с$ $м^3/сек$ воздуха определяет величину мощности, требующейся для пылеотделения, которая равна $Q_с H_п$ $(м^3/сек \cdot кГ/м^2 = кГ \cdot м/сек)$. Чем выше коэффициент очистки воздуха $\eta_п$ и чем ниже при этом сопротивление его $H_п$, тем более эффективна работа данного пылеотделителя.

Из большого количества различных видов пылеотделителей на рассматриваемых предприятиях широко применяют три вида:

— центробежные пылеотделители, называемые циклонами (рис. 11);

— рукавные матерчатые фильтры, в свою очередь подразделяющиеся на:

а) всасывающие, т. е. устанавливаемые на всасывающей линии воздуховода (рис. 12);

б) нагнетательные, т. е. устанавливаемые на нагнетающей линии воздуховода (рис. 13).

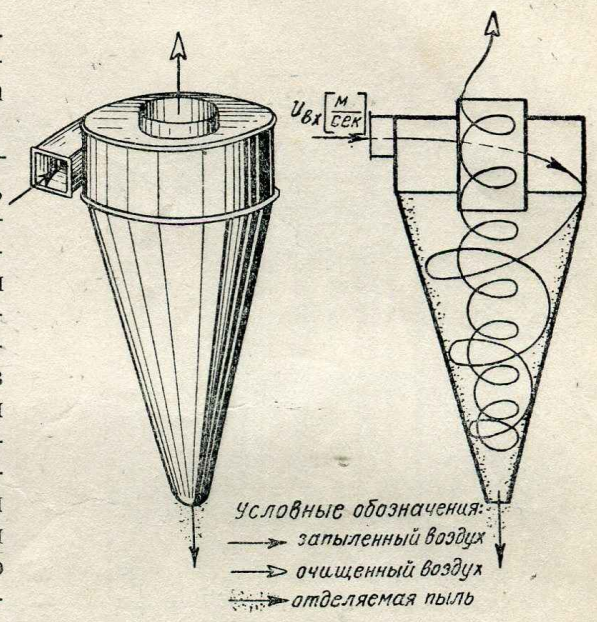


Рис. 11. Центробежный пылеотделитель — циклон: слева — внешний вид; справа — схематический разрез, поясняющий принцип действия циклона

Принцип действия циклона (см. рис. 11, справа), рассматриваемый в самом общем виде, состоит в отбрасывании центробежными силами инерции тяжелых и легко обтекаемых частиц пыли, взвешенных во вращающемся в циклоне потоке, к наружным стенкам цилиндрической и конической частей циклона. Пылинки, достигнув наружной стенки циклона, опускаются под действием нисходящего винтового потока к пылевыводящему отверстию, а обеспыленный в той или иной степени воздух выводится вверх и выбрасывается обычно наружу.

Циклоны используют главным образом для отделения от воздуха тяжелых и крупных частиц зерновой пыли, состоящей в значительной степени из частиц минерального происхождения. Такое ограниченное применение циклонов объясняется тем, что для обычных серийно изготовляемых конструкций циклонов коэффициент очистки воздуха относительно невелик. В производственных условиях он равен 80—90% и колеблется в зависимости от конструкции циклона, вида отделяемой пыли и условий эксплуатации.

Сопротивление $H_п$ циклонов наиболее распространенных конструкций, будучи пропорциональным квадрату скорости входа воздуха в них $(v_{вх}^2)$, обычно находится в пределах 30÷60 $кГ/м^2$. Основные их преимущества заключаются в отсутствии необходимости в приводе и возможности установки снаружи, как не требующих укрытия от атмосферных осадков.

Матерчатые фильтры отделяют пыль от воздуха при прохождении пылевоздушной смеси через пористую ткань. Пыль заполняет поры ткани и проникает в толщу рыхлых, неплотно скрученных нитей, что уменьшает пропускную способность ткани и вызывает обязательную необходимость интенсивной периодической очистки ее. Поэтому действенность механизма очистки ткани определяет основные качества того или иного вида конструкции матерчатых фильтров.

Пропускная способность матерчатых фильтров $Q_ч$ *м³/час* определяется, с одной стороны, допустимой скоростью фильтрации воздуха через ткань $Q_т$ (*м³/час* : *м²* = *м/час*), а с другой,— величиной ее фильтрующей поверхности $F_т$ *м²*, т. е. величина $Q_ч = Q_т \cdot$ *м³/час*.

Увеличение фильтрующей поверхности $F_т$ при одновременном стремлении сделать размеры фильтра, по возможности, меньшими, достигается в результате использования фильтрующей ткани в виде вертикальных рукавов, диаметром от 80 до 200 *мм* и высотой 2—3 *м*. Фильтры такого рода в отличие от матерчатых с другим способом использования ткани называются рукавными.

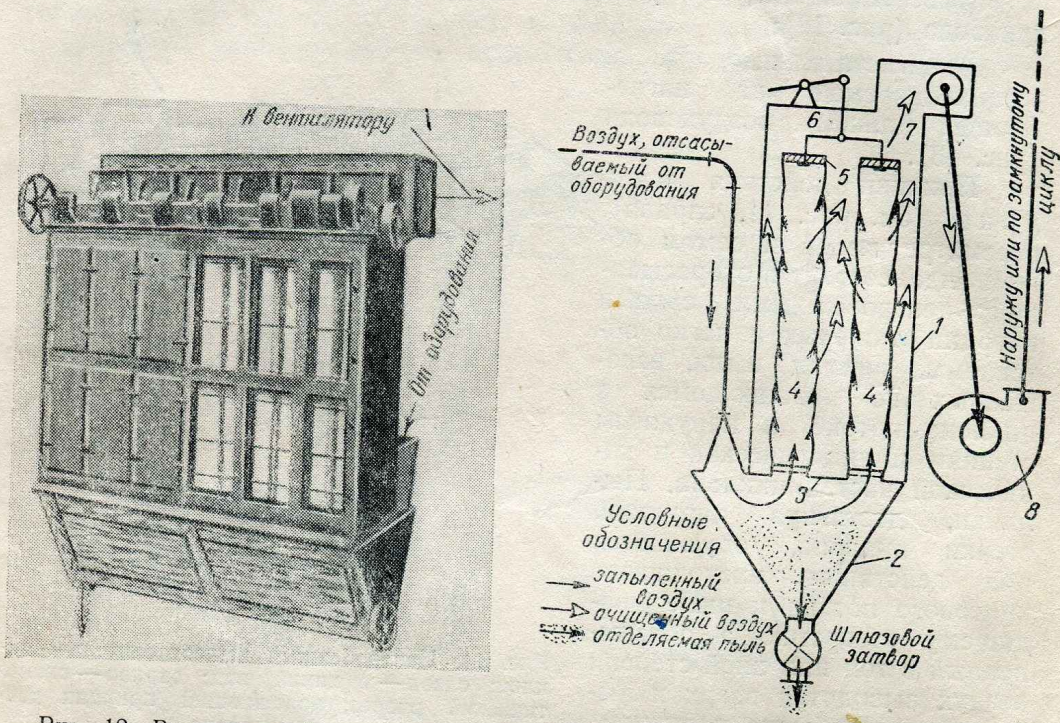


Рис. 12. Всасывающий матерчатый рукавный фильтр: слева — внешний вид; справа — схематический разрез, поясняющий принцип действия фильтра

Всасывающий матерчатый рукавный фильтр (см. рис. 12) представляет собой плотно закрываемый деревянный или металлический шкаф *1* с прикрепленным к нему снизу ковшом *2* для сбора отделяемой пыли, выводимой из сборного ковша шнеком; шкаф и ковш разделены горизонтальным днищем *3* с отверстиями, к которому прикрепляют открытые снизу рукава *4* из ворсистой изнутри ткани, заглушенные в верхней части крышками *5* и подвешенные к раме *6*; ее периодически встряхивает механизм, описанный в дальнейшем (стр. 196).

Воздух, отсасываемый от оборудования, поступает по воздуховоду в ковш *2* и под влиянием разрежения, создаваемого вентилятором, устремляется в рукава *4*, откуда, пронизывая ткань их, попадает уже очищенным от пыли в полость шкафа *1* и через отверстие *7* в верхней крышке его направляется к всасывающему отверстию вентилятора *8*.

Пыль, осаждаемая на внутренней поверхности рукавов *4*, периодически, через каждые 3—4 мин., отряхивается в сборный ковш *2* при подъеме и падении рамы *6*; при этом одновременно ткань продувается чистым воздухом в направлении, обратном показанному стрелками. Описанный фильтр состоит обычно из 4—8 попеременно встряхиваемых отдельных секций; в каждой из них заключено 6—8 рукавов с общей

фильтрующей поверхностью $F_т = 30 \div 75$ *м²*, пропускающей воздух со скоростью $Q_т = 120 \div 150$ *м/час*, которая отнесена ко всей поверхности ткани. Сопротивление фильтра в этих условиях при наличии рукавов из байки чистильной (*ч/ш*) колеблется в пределах $H_ф = 40 \div 90$ *кГ/м²*. Коэффициент очистки воздуха весьма высок и достигает: $\eta_п = 99{,}5—99{,}7\%$.

Нагнетательные матерчатые рукавные фильтры (см. рис. 13) появились ранее всасывающих. Они представляют собой значительно менее совершенную конструкцию пылеотделителя, все реже применяющуюся на наших предприятиях и в настоящее время запрещенную для установки заново. Это обусловлено не столько тем, что они включаются в нагнетающую линию сети, сколько несовершенством способа очистки ткани.

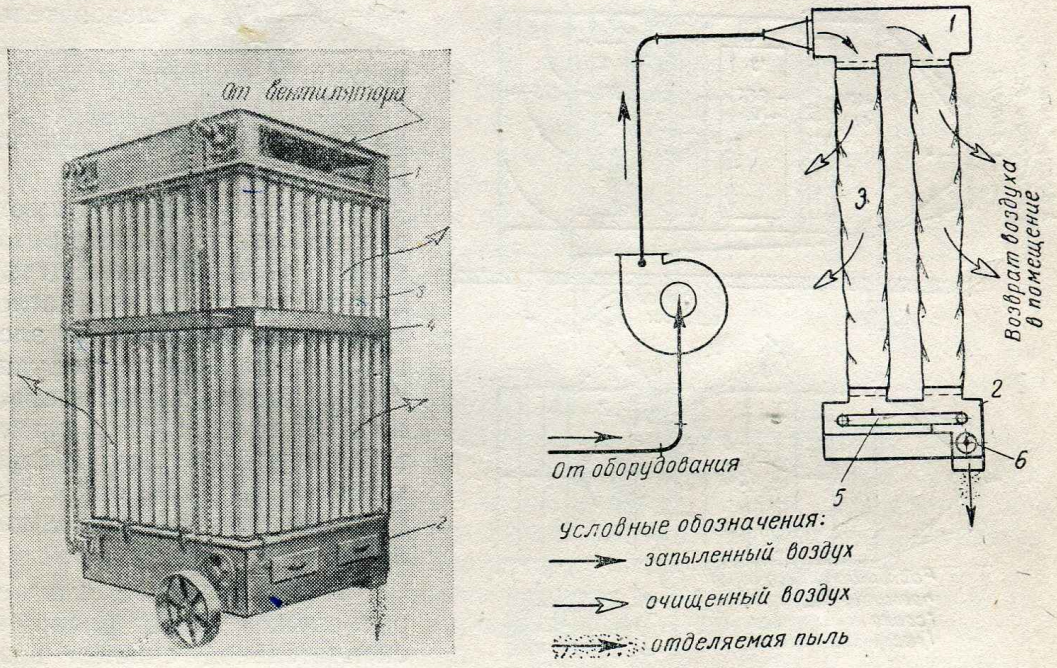


Рис. 13. Нагнетательный матерчатый рукавный фильтр: слева — внешний вид; справа — схематический разрез, поясняющий принцип действия фильтра

Нагнетательный матерчатый рукавный фильтр состоит из верхней *1* и нижней *2* коробок, соединенных между собой рукавами *3*, открытыми со стороны обеих коробок. Запыленный воздух под избыточным давлением, развиваемым вентилятором, поступает в верхнюю коробку *1*, и выходит наружу, пронизывая ткань рукава, так как выходу поступающего в фильтр воздуха наружу из нижней коробки *2* препятствует шлюзовой затвор или другое аналогично действующее устройство.

Рукава очищаются от пыли подвешенной на цепях и непрерывно, но медленно движущейся вверх и вниз рамой *4*. Вдоль и поперек рамы в двух близко (по отношению одна к другой) расположенных плоскостях натянута проволока, образующая подобие решетки, обнимающей рукава, причем расстояние между двумя соседними проволоками несколько меньше диаметра рукава. Излом рукава, образующийся при движении решетки, и несколько повышенная в месте сжатия скорость воздуха должны вызвать отслоение и выпадение слоя пыли в нижнюю коробку, выводимой оттуда встроенными в нее скребковым транспортером *5* и шнеком *6*. Этот способ не дает, однако, нужного эффекта потому, что на время очистки ткани ток воздуха через нее не прекращается

и прижимает к ней слой пыли. В описываемые фильтры продувочный воздух не подается в направлении, обратном движению очищаемого воздуха, как это имеет место во всасывающем фильтре; в результате слой пыли на ткани продолжает нарастать, увеличивая сопротивление фильтра и уменьшая поэтому объем отсасываемого от машин воздуха. В связи с плохой очисткой ткани в нагнетательных фильтрах применяют рукава из гладкой, неворсистой ткани, например бязи. Нагнетательные рукавные фильтры обычно изготовляют с фильтрующей поверхностью $F_т = 40 \div 200$ $м^2$ и допускают скорость фильтрации $Q_т = 60 \div 120$ $м/час$, что требует преодоления сопротивления фильтра $H_ф = 20 \div 50$ $кГ/м^2$. Применение гладких, неворсистых тканей снижает коэффициент очистки воздуха нагнетательными фильтрами до $\eta_п = 85—90\%$ и, следовательно, по сравнению с всасывающими фильтрами увеличивает потери пыли (т. е. величину $100—\eta_п$) в десятки раз.

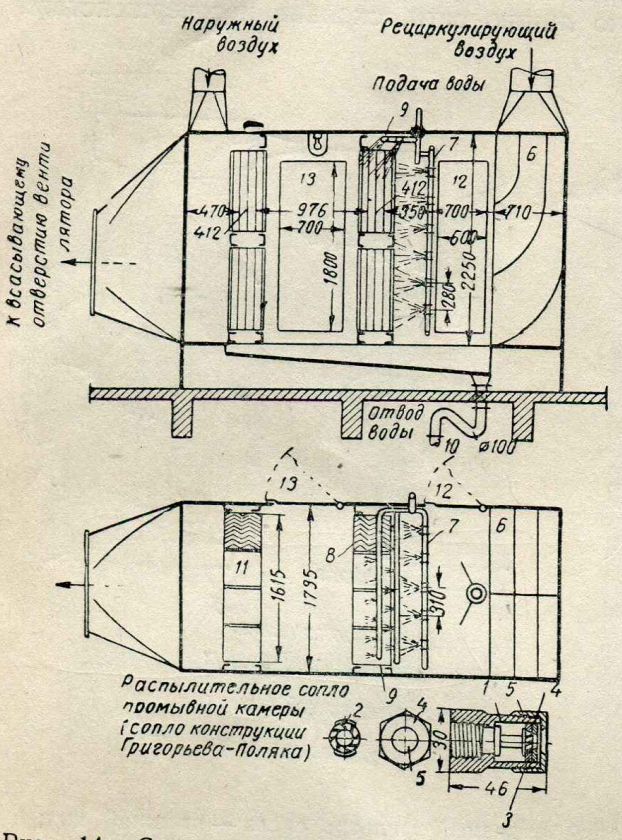


Рис. 14. Схема горизонтальной промывной камеры для вторичной очистки воздуха

Перечисленные существенные конструктивные недостатки вызвали запрещение дальнейшей установки нагнетательных фильтров на элеваторах, мельницах и крупяных заводах. Применяемые на этих предприятиях нагнетательные фильтры будут заменяться другими, более эффективными пылеотделителями.

Промывные камеры служат для вторичной и окончательной очистки воздуха от пыли после прохождения его через всасывающие фильтры. Воздух, обработанный в камерах водой в распыленном состоянии, возвращается хорошо обеспыленным в производственные помещения предприятия, что поддерживает внутри него температуру и влажность, благоприятствующие лучшему протеканию технологического процесса на мельницах.

Система приготовления воздуха в соответствии с заданными условиями (температура, влажность, степень чистоты воздуха), снабженная устройствами для автоматического поддержания заданных параметров, называется системой кондиционирования воздуха. Промывная камера является, таким образом, одной из составных частей этой системы, в общих чертах описываемой в заключительной части настоящей главы.

Одна из конструкций промывных камер Промзернопроекта показана на рис. 14. Воду в камере распыляют соплами (показаны на рисунке внизу). Каждое сопло состоит из следующих частей: корпуса *1*, в который вставляют грибок *2* с несколькими канавками, эксцентрически расположенными на его конической шляпке; плашки *3* с конической выточкой, плотно охватывающей шляпку грибка и превращающей канавки

в каналы для воды; плашка прикрывается шайбой *4,* которая имеет коническое отверстие с выходным диаметром 1,5÷2,5 *мм.*

Эти четыре детали соединяются гайкой *5.* Вода, подаваемая от основания корпуса *1,* пройдя через канавки, приходит во вращательное движение, определяемое направлением канавок, и выбрасывается из отверстия шайбы *4* в распыленном состоянии в виде конического факела.

Камера имеет прямоугольное поперечное сечение высотой около 2,5 *м*; внутри нее в шахматном порядке расположены сопла, создающие благодаря этому сплошную водяную завесу, через которую проходит вторично очищаемый воздух. Он поступает в канал *6* с криволинейными перегородками, которые должны равномерно распределять воздух по всему сечению камеры. На расстоянии 700 *мм* от входа в камеру находится «гребенка» водопроводных труб с распыляющими воду соплами *7.*

За соплами установлен ряд сепараторов *8,* заливаемых сверху водой из двух рядов сопел *9.* Сепаратор, одна секция которого показана в разрезе (см. план), представляет собой ряд зигзагообразно изогнутых листов оцинкованной стали, поставленных вертикально на расстоянии 30 *мм* один от другого. Частицы пыли, не смоченные водяной завесой, ударяются о поверхности орошаемого сверху сепаратора, прилипают к ним и вместе с водой стекают в поддон камеры с наклонным дном, ведущим к отводной трубе. Труба снабжена сифоном *10* для предотвращения присоса воздуха в камеру. Капельная влага, содержащаяся в воздухе после промывки его, осаждается на сухих сепараторах *11*; расстояние между пластинками этих сепараторов составляет 50÷55 *мм.* Для входа внутрь камеры, при осмотре и ремонте ее пользуются двумя герметически закрываемыми дверями *12* и *13.*

Наружный воздух, подогреваемый в холодное время года и подмешиваемый к рециркулирующему, подается в камеру за сухим сепаратором и поступает в вентилятор, где происходит полное смешивание наружного и рециркулирующего воздуха. Вентилятором воздух подается в приточную систему и распределяется по этажам предприятия.

Испытания камеры, проведенные в 1935 г. на мельничном комбинате им. Цюрупы, показали, что скорость движения воздуха в сечении камеры должна быть равной около 2,0÷2,5 *м/сек*; этим и определяется величина поперечного сечения камеры. Достаточный эффект обеспыливания достигался при расходовании воды в пределах 5% от веса просасываемого воздуха; учитывая, однако, возможность засорения сопел, рекомендуется при расчетах принимать расход воды равным 10% от веса воздуха. Воду подают под давлением 2—3 *ати.*

Основными недостатками подобных промывных или оросительных камер для вторичной очистки воздуха от пыли являются: большая площадь, занимаемая ими в производственных цехах, относительно высокая стоимость эксплуатации и чрезмерное повышение влажности и без того влажного воздуха [1].

К а л о р и ф е р ы служат для нагревания воздуха, подаваемого в помещение. Наибольшее распространение в настоящее время получили стальные пластинчатые калориферы, общий вид которых показан на рис. 15.

Пластинчатый калорифер состоит из гладких труб *1* с насаженными на них прямоугольными пластинками *2* из листовой стали. Трубы своими концами завариваются или ввальцовываются в сборные коробки *3,* через которые в калорифер поступает и отводится теплоноситель — пар или

[1] Описанный способ вторичной очистки воздуха от пыли при помощи горизонтальной промывной камеры Промзернопроекта не является, конечно, ни единственным, ни лучшим, как это видно из материалов, приведенных в главе XI. Он еще не получил достаточного распространения на мельницах, крупяных и комбикормовых заводах и нуждается в углубленном изучении.

вода,— отдающий свое тепло воздуху, проходящему через просветы между пластинками. Более полные данные о калориферах можно найти в любом современном курсе отопления и вентиляции (16).

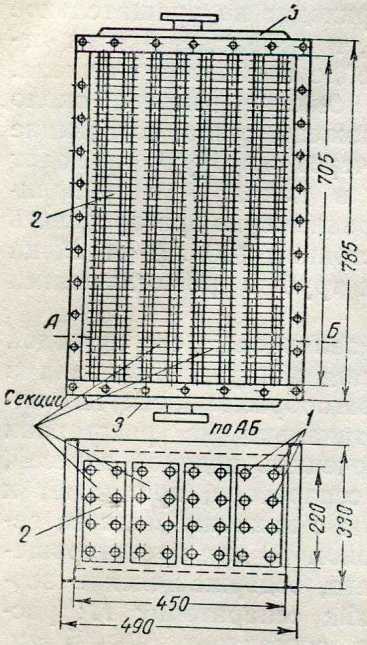


Рис. 15. Стальной пластинчатый калорифер для нагрева приточного воздуха

3. РАЗНОВИДНОСТИ ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ УСТАНОВОК ЭЛЕВАТОРОВ, МЕЛЬНИЦ, КРУПЯНЫХ И КОМБИКОРМОВЫХ ЗАВОДОВ

Местные и центральные вентиляционные установки с замкнутым циклом воздуха. По количеству машин, обслуживаемых одним вентилятором, обычно различают местные и центральные вентиляционные установки.

Под местными принято понимать вентиляционные установки, в которых каждый вентилятор обслуживает только одну машину или одну пылевыделяющую точку (рис. 16,*а*). Такого рода установки обычно называют местной аспирацией машин, или местной системой аспирации машин. Они характерны тем, что в подавляющем большинстве случаев вентилятор установлен в обслуживаемой им машине и конструктивно связан с нею; поэтому на рисунке показаны схемы установок, включающие только нагнетательные фильтры (см. рис. 16,*а, г*) или циклоны (см. рис. 16,*б, в*). Хотя в схеме, изображенной на рис. 16,*в*, можно было бы установить и всасывающий фильтр, но такая схема не характерна для местных установок; она позволяет присоединять к всасывающему

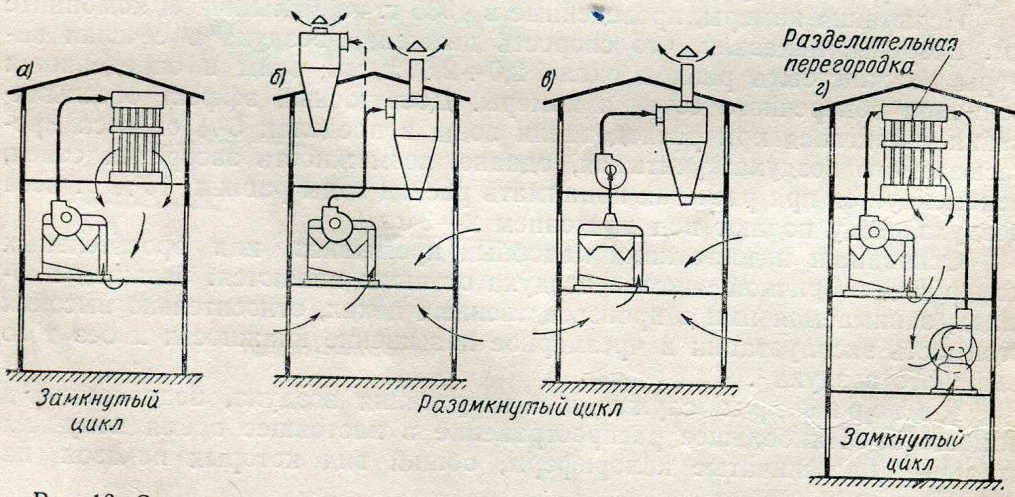


Рис. 16. Схемы местных вентиляционных установок с замкнутым и разомкнутым (по отношению к зданию) циклами воздуха:

а, б, в—с применением индивидуального пылеотделителя; *г*—с общим пылеотделителем для группы машин

фильтру еще одну или несколько машин, т. е. превращать местную аспирацию машин в центральную.

Под центральными подразумевают вентиляционные установки, в которых один вентилятор обслуживает несколько машин или пылевыделяющих точек (рис. 17). Такие установки часто называют цен-

тральной аспирацией. В них воздуховод представляет собой разветвленную сеть труб различного диаметра, по каждой из которых должны протекать заданные объемы воздуха[1].

Необходимо отметить, что установка, изображенная на рис. 16,*г*, резко отличается от показанных на рис. 17 уже тем, что содержит два вентилятора, а не один — центральный. По существу эта установка представляет собой две местные установки, обслуживаемые двумя вентиляторами и двумя половинами общего нагнетательного фильтра, образованными разделительной перегородкой в верхней коробке фильтра: это делает работу одного вентилятора не зависящей от работы другого.

По отношению к зданию различают установки с замкнутым и разомкнутым циклами воздуха.

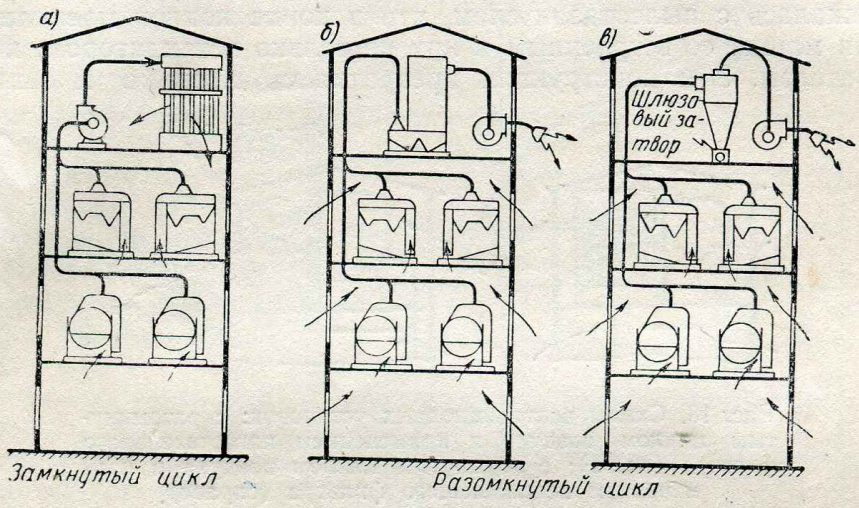


Рис. 17. Схемы центральных вентиляционных установок с замкнутым и разомкнутым (по отношению к зданию) циклами воздуха:

а—с применением нагнетательного фильтра; *б*—с применением всасывающего фильтра; *в*—с применением циклона

В установках с замкнутым циклом воздуха, т. е. с рециркуляцией его, воздух, отсасываемый из здания через аспирируемые машины, снова возвращается в него после очистки от пыли (см. рис. 16,*а,г* и рис. 17,*а*).

В установках с разомкнутым циклом воздух, отсасываемый из здания через аспирируемые машины, выводится наружу после очистки от пыли (см. рис. 16,*б, в* и рис. 17,*б, в*). При установках с разомкнутым циклом через все отверстия и щели в наружных ограждениях здания должно поступать извне такое же количество воздуха, какое выбрасывается наружу всеми работающими вентиляционными установками. Наружный воздух поступает при этом в здание под влиянием создавшегося в нем разрежения; на отдельных предприятиях оно достигает 15—20 *кГ/м²*.

Разомкнутый цикл возможен и при наличии нагнетательного фильтра (рис. 18), который должен быть заключен в шкаф с плотно закрывающимися, но съемными дверками. Возможен также замкнутый цикл с применением всасывающего фильтра; при этом воздух после вентилятора можно направлять внутрь здания, что допустимо лишь при условии вполне хорошей работы всасывающего фильтра, т. е. когда остаточ-

[1] Попутно следует указать на неправильность применения терминов «нагнетательная аспирация» и «всасывающая аспирация» машин; и в том и в другом случае от машин отсасывают воздух.

ная запыленность воздуха после прохождения через фильтр не превышает 30% предельной запыленности воздуха в помещении [1].

Осуществление прямой рециркуляции воздуха после очистки его всасывающими фильтрами не допускается требованиями органов противопожарного надзора. В случае возгорания ткани всасывающего фильтра вентилятор будет выбрасывать в помещение искры и клочья тлеющей ткани. В 1948 г. во ВНИИЗ и ЦНИИПО под руководством кандидатов технических наук В. С. Пальцева и М. Г. Годжелло с участием инж. А. Я. Малиса были разработаны конструкции противопожарных защитных приспособлений, описанные в главе XI.

Преимущества и недостатки местных и центральных систем аспирации машин. Местные системы аспирации машин известны давно (XVII—XVIII вв.). В местных системах аспирируемая машина настолько сближалась с пылеотделителем, что в конце концов появились конструкции машин со встроенным в них не только вентилятором, но и пылеотделителем. Эти конструкции превратились далее в машины с

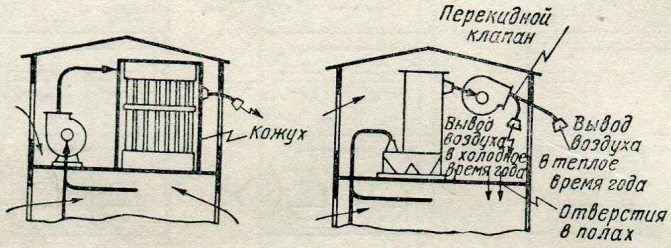


Рис. 18. Схемы вентиляционных установок: с разомкнутым циклом воздуха и применением нагнетательного фильтра (слева); с замкнутым циклом воздуха и применением всасывающего фильтра (справа).

замкнутым циклом воздуха, известные не менее 75 лет, но начавшие получать широкое распространение только 20—25 лет назад. Таким образом, выпускаемые в СССР машины с замкнутым циклом воздуха можно рассматривать как логическое развитие и конструктивное завершение местных систем аспирации.

Основными преимуществами местных систем являются:

— значительное упрощение и укорочение сети воздуховодов по сравнению с центральными системами аспирации машин; это обусловливается возможностью установки пылеотделителя в непосредственной близости к обслуживаемой им машине (обычно над машиной с расчетом получения короткого и, главное, вертикального воздуховода, не забивающегося пылью и не нуждающегося в систематической очистке);

— несложное регулирование работы воздуха в машине; увеличение или уменьшение объемов воздуха, отсасываемого от данной машины, не вызывает в работе других машин изменений, происходящих при использовании центральных вентиляционных установок.

Вместе с тем местные системы аспирационных машин имеют и много существенных недостатков; к ним относятся:

— увеличение расхода энергии, вызываемое наличием большого количества мелких вентиляторов с относительно низким к. п. д.;

— загромождение здания большим количеством мелких пылеотделителей;

— загрязнение воздуха производственных помещений пылью, проникающей через неплотности в нагнетающих воздуховодах, несущих запыленный воздух от вентиляторов к нагнетающим фильтрам и циклонам, через неплотности в верхней и нижней коробках нагнетательных фильт-

[1] Подробнее см. стр. 29.

ров, через ткань рукавов нагнетательных фильтров и самотечные трубы, присоединенные к нижней коробке нагнетательных фильтров в тех случаях, когда в месте вывода пыли не установлен шлюзовый затвор или неисправно какое-либо другое заменяющее его устройство.

Применение центральных вентиляционных установок и машин с замкнутым циклом воздуха устраняет перечисленные недостатки местных систем аспирации; поэтому предпочтение приходится отдавать первым.

Центральные вентиляционные установки элеваторов, мельниц, крупяных и комбикормовых заводов компонуют по однородности качества пыли, стремясь к упрощению сети воздуховодов и учитывая одновременность работы аспирируемого оборудования.

Преимущества и недостатки замкнутого и разомкнутого (по отношению к зданию) циклов воздуха. Использования цикла воздуха, полностью замкнутого по всем вентиляционным сетям предприятия, обычно избегают, что объясняется следующими соображениями.

Во-первых, в здание вносилось бы большое количество влаги рециркулирующим воздухом. Действительно, если влажность зерна, поступающего в вальцевый станок I драной системы, составляет 16%, а влажность выработанной муки — 14%, то рециркулирующий воздух вносил бы с собой ежедневно в помещение мельницы производительностью 100 *т/сутки* около 2 *м*³ влаги. Эта влага конденсировалась бы на окнах и других наиболее теплопроводных наружных ограждениях здания.

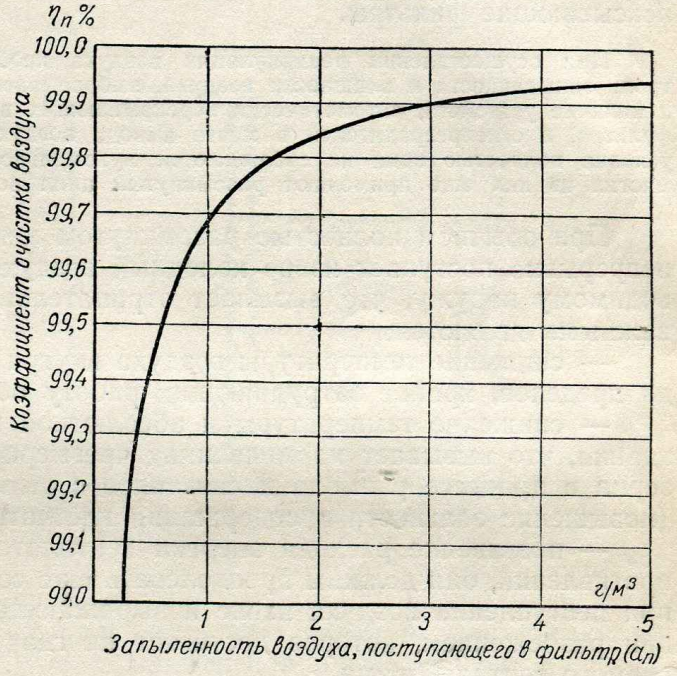


Рис. 19. Зависимость величины коэффициента очистки рециркулирующего воздуха от запыленности воздуха, отсасываемого от машин (поступающего в фильтр)

Во-вторых, создалась бы возможность значительного повышения запыленности воздуха, вызываемая недостаточно эффективной работой матерчатых фильтров, после очистки которыми воздух возвращается в здание.

В соответствии с санитарными нормами проектирования промышленных предприятий (НСП 101-51) предельно допустимая запыленность воздуха (имеется в виду нетоксическая пыль), в частности на элеваторах, мельницах и крупяных заводах, не должна превышать 10 *мг/м*³, а подаваемый обратно воздух может иметь запыленность не больше 30% предельно-допустимой, т. е. не больше 3 *мг/м*³. Следовательно, рециркуляция воздуха возможна лишь при условии, если

$$a_п(1-\eta_п) \leq 0{,}003 \ г/м^3. \qquad (I\text{-}6)$$

Это легко получить из выражения (I-5), приняв запыленность уходящего воздуха $a_у$ равной 3 *мг/м*³. Так, при запыленности воздуха, отсасываемого от оборудования и поступающего в фильтр, равной 0,5 *г/м*³, коэффициент очистки воздуха фильтром должен быть не меньше 99,4%. Такая зависимость (I-6), изображенная на рис. 19, указывает на резкое

повышение требований, предъявляемых к $\eta_п$ фильтра при увеличении запыленности воздуха, отсасываемого от оборудования.

Из этого следует также сделать вывод, что конструкции отсасывающих воздух устройств не должны допускать попадания в воздуховод сколько-нибудь значительного количества пыли.

Задача обеспыливающей вентиляции состоит не в том, чтобы уносить в воздуховод пыль, образующуюся при различных процессах, а в том, чтобы предупреждать возможность выделения ее наружу. Для этого достаточно создать нужное разрежение в пылезащитном кожухе. Соблюдение этого принципа существенно облегчает возможности осуществления прямой рециркуляции воздуха после прохождения его через всасывающие фильтры.

При осуществлении рециркуляции воздуха необходимы: систематический контроль запыленности и влажности воздуха, выбрасываемого внутрь здания фильтрами, и наличие устройств, автоматически перекрывающих воздуховод в случае возгорания фильтра, и огнепреградителей в месте вывода воздуха внутрь здания. Так как эти условия полностью пока не соблюдаются мукомольно-крупяными предприятиями, на многих из них еще применяют разомкнутый цикл воздуха.

При обычном полностью разомкнутом цикле воздуха внутрь здания непрерывно поступает извне холодный воздух в количестве, равном выводимому наружу, что вызывает отрицательные последствия. Наиболее важными являются:

1) — снижение температуры воздуха внутри здания в зимних условиях до пределов, крайне затрудняющих работу обслуживающего персонала;

2) — снижение температуры и абсолютной влажности воздуха внутри здания, что вызывает на мельницах чрезмерное подсушивание оболочек зерна в процессе размола и связанное с этим снижение качества муки (повышение зольности и содержания клетчатки);

3) — повышение расхода энергии вентиляторами; кроме обычных сопротивлений, они должны преодолевать еще сопротивление, возникающее при поступлении воздуха извне и выражающееся создающимся в здании разрежением, которое достигает иногда 15—20% давления, развиваемого вентиляторами.

Первые два обстоятельства кажутся вполне устранимыми путем подогрева и увлажнения притекающего снаружи воздуха до требующихся температур и влажности; однако практически указанные мероприятия, например на мельницах, не осуществимы. Подогрев приточного воздуха при полностью разомкнутом цикле потребовал бы огромного расхода энергии (топлива), большего, чем для процесса помола, т. е. на привод оборудования всего предприятия в целом. Действительно, расчеты показывают, что для обеспечения внутри здания температуры воздуха +15° при наружной температуре —15° необходимо затратить на подогрев приточного воздуха около 30 *кг* условного топлива, расходуемого на переработку каждой тонны зерна в сортовую муку, в то время как фактически помол 1 *т* зерна требует только около 20 *кг* условного топлива, т. е. в полтора раза меньше.

Попутно следует отметить, что применение обычного разомкнутого цикла влечет за собой огромную, редко встречающуюся где-либо кратность вентиляционных обменов (отношение часового воздухообмена к объему помещения, в котором он совершается). Так, например, в размольном отделении мельницы величина воздухообмена доходит до 6÷10 в час, а в зерноочистительном отделении — до 20 в час, в то время как в административных помещениях величина кратности воздухообмена равна всего лишь 1,5 в час.

Воздух, отсасываемый от оборудования, особенно в размольном отделении мельницы, несет с собой большое количество тепла (примерно 30% количества энергии, затрачиваемой на переработку зерна). Поэтому следует всячески стремиться к осуществлению таких систем вен-

тиляционных установок, при наличии которых отсасываемый воздух возвращался бы в здание. Теплопотери последнего могут быть покрыты теплом, содержащимся в аспирируемом от оборудования воздухе; однако в данном случае, как уже упоминалось, необходимо обеспечивать вполне эффективную очистку рециркулирующего воздуха.

Поэтому перейдем к ознакомлению с системами более сложных вентиляционных установок, уменьшающих кратность обмена воздуха в здании, а также использующих для целей отопления энергию, затраченную на переработку зерна.

Системы приточно-вытяжной вентиляции и воздушного отопления мельниц и крупозаводов с рециркуляцией аспирируемого воздуха. Задача создания нужного воздухообмена в том или ином помещении может быть

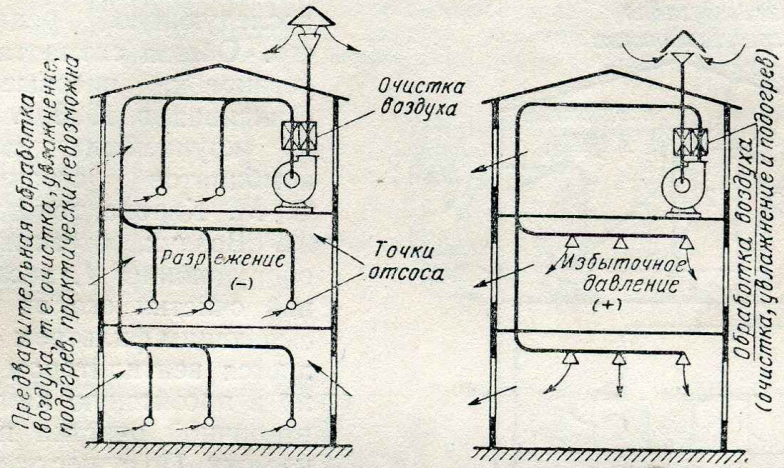


Рис. 20. Схемы вентиляционных систем: слева — вытяжная (может быть естественной, т. е. без вентилятора); справа — приточная

решена путем отсасывания из него воздуха (рис. 20, слева), т. е. применения вытяжной вентиляции, либо путем подачи воздуха в помещение (рис. 20, справа), т. е. применения приточной вентиляции.

Вопрос о выборе системы вентиляции решают, исходя из конкретных условий. Если речь идет о вентиляции помещений, в которых выделяются вредности, и распространение их по смежным помещениям нежелательно, следует применять вытяжную вентиляцию, позволяющую создавать разрежение. Если необходимо осуществить воздухообмен в помещении, которое желательно оградить от поступления воздуха из смежных помещений или наружного воздуха без предварительной обработки его (очистки от пыли, газов, подогревания, увлажнения и т. п.), следует применить приточную вентиляцию, позволяющую создавать в здании избыточное давление. Так, в курительных комнатах, ванных, кухнях, уборных, конечно, должна быть вытяжная вентиляция, а в электрозалах воздухообмен необходимо поддерживать приточной вентиляцией.

Система приточной вентиляции дает возможность предварительно обрабатывать наружный воздух, т. е. очищать его от пыли и газов, подогревать, увлажнять и т. д. перед подачей в помещение. Вытяжная вентиляция дает возможность очищать воздух, выбрасываемый наружу. Приточная вентиляция ограждает вентилируемое помещение от нежелательных внешних влияний; вытяжная — ограждает смежные помещения от нежелательного влияния выделений в вентилируемом помещении.

Объединение обеих систем, т. е. создание единой системы приточно-вытяжной вентиляции, позволяет выполнять все перечисленные задачи и осуществлять любые соотношения между притоком и вы-

тяжкой, предусматриваемые санитарными нормами и правилами проектирования.

На элеваторах, мельницах, крупяных и комбикормовых предприятиях осуществляют интенсивную вытяжную вентиляцию помещений, в которых установлено аспирируемое оборудование. При полностью разомкнутом цикле воздуха, без осуществления хотя бы частичной рециркуляции, неизбежны резкое снижение внутри помещения температуры воздуха и его влажности, а также возникновение разрежения со всеми описанными отрицательными последствиями.

Во избежание этих явлений Промзернопроект предусматривает применение промывных камер для вторичной очистки воздуха, выводимого всасывающими фильтрами, и последующую рециркуляцию его. Общая схема такого рода установок, впервые осуществленная в 1938 г. на одном из крупнейших мельничных комбинатов страны — имени С. М. Кирова, показана на рис. 21. Воздух, отсасываемый от оборудования *1*, после первичной очистки его от пыли всасывающим фильтром *2* направляется вентилятором *3* частично в промывную камеру *4* для вторичной очистки и частично наружу. По существующим нормам, при рециркуляции количество подаваемого свежего воздуха должно составлять не менее 10% всего подаваемого объема, что требует выведения наружу примерно такого же количества воздуха. Приточный вентилятор *5* (центробежный или осевой), устанавливаемый за промывной камерой, всасывает через калорифер *6* наружный воздух и в смеси с воздухом, подвергнутым повторной очистке, подает его на отдельные этажи предприятия через приточный воздуховод *7* либо (что проще) через огражденные отверстия в междуэтажных перекрытиях здания.

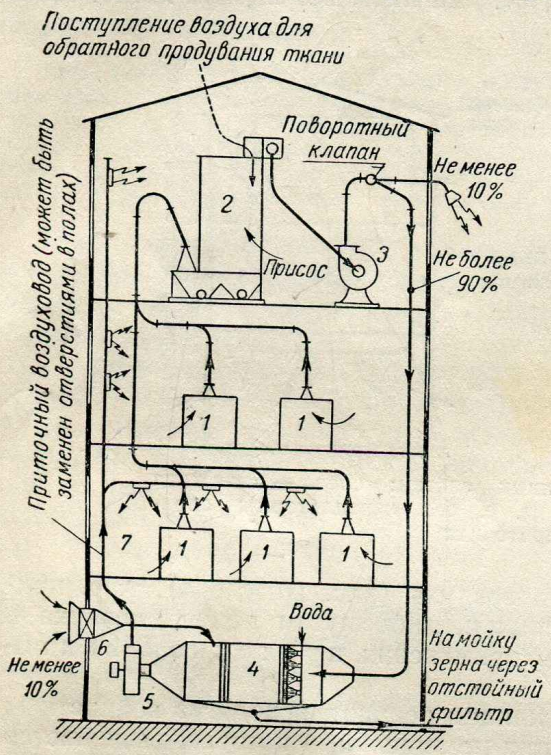


Рис. 21. Схема воздушного отопления мукомольно-крупяных предприятий с рециркуляцией аспирируемого воздуха через форсуночную промывную камеру

Воздух, отсасываемый от технологического оборудования размольных отделений мельниц, содержит большое количество тепла, составляющее 30—40% энергии, затрачиваемой на привод в движение всего оборудования мельницы. Поэтому установки в размольных отделениях, подобные описанной, являются не только вентиляционными, но одновременно и отопительными. Они используют тепло, получаемое в результате превращения механической энергии в тепловую, происходящего на всем протяжении процесса помола зерна.

Если такого рода установку снабдить приборами, автоматически регулирующими температуру и влажность подаваемого воздуха, ее можно превратить в установку для кондиционирования воздуха.

Большим достоинством промывных камер является возможность одновременного использования их как огнепреградителей при возгорании всасывающих фильтров, работающих в системе рециркуляции.

Форсуночные промывные камеры Промзернопроекта все же не лишены некоторых недостатков. Основными следует считать:

— большой расход воды, доходящий до 120 *л* на 1000 *м*³ очищаемого от пыли воздуха, или до 1,8 *м*³ воды на 1 *т* перерабатываемого зерна;

— неизбежное увеличение влагосодержания воздуха при очистке его в промывной камере, что ограничивает объем рециркуляции и увеличивает затраты топлива на подогрев приточного воздуха.

Кроме того, по расчетам ВНИИЗ, применение этих камер приводит к удорожанию себестоимости выработки 1 *т* муки на 5,2%, причем повышение расходов на топливо и воду составляет 4,5% себестоимости выработки.

Таким образом, экономические соображения, кроме чисто технических, заставляют искать более совершенных и менее дорогих способов повторной очистки воздуха от пыли с целью осуществления рециркуляции аспирируемого воздуха; описанию их посвящена глава XI.

Уменьшению чрезмерно высокого воздухообмена в зданиях элеваторов, мельниц крупяных и комбикормовых заводов, экономически целесообразному созданию наилучших по температуре и влажности воздуха условий технологического процесса должно существенно помочь широкое применение новых машин с замкнутым циклом

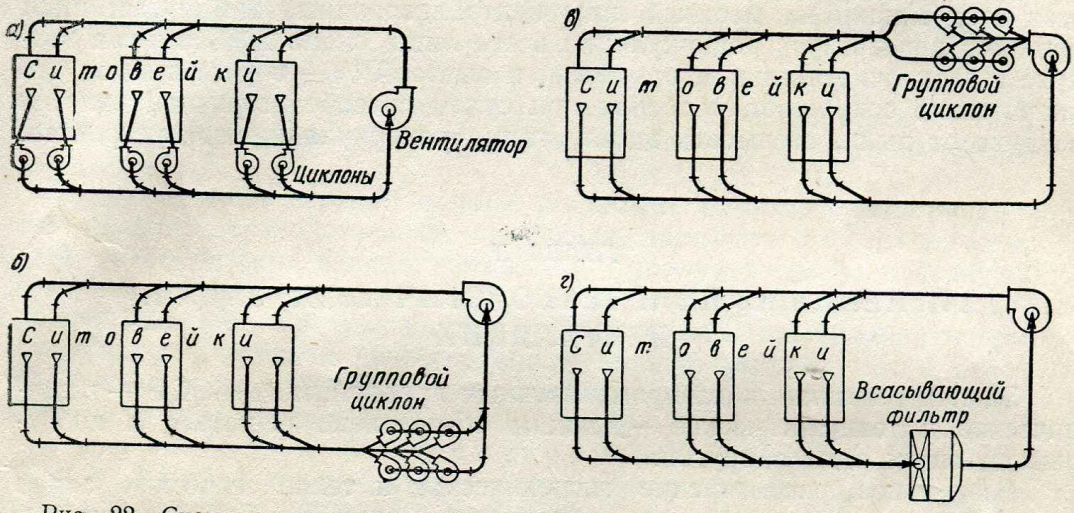


Рис. 22. Схемы централизованного замкнутого цикла воздуха, используемого для осуществления технологического процесса

(сепараторов, аспираторов, обоечных машин, ситовеек и др.). Действующие предприятия, не дожидаясь замены всех имеющихся машин новыми, должны смелее приспосабливать работающее оборудование к замкнутому циклу воздуха в нем. При этом необходимо добиваться вполне удовлетворительного решения вопросов об исключении пылевыделений от оборудования и равномерной раздачи воздуха по длине рабочих каналов воздушных сепараторов.

Замкнутый цикл воздуха в имеющихся конструкциях машин впервые был осуществлен нами в 1944 г. на одной из мельниц Чкаловского треста Главмуки, где на станине сепараторов № 4 Главпродмаша были установлены два групповых циклона ОМЭИ [1] по два в группе на каждый вентилятор, т. е. всего четыре циклона; после прохождения через них воздух снова возвращался в каналы предварительного и окончательного продувания зерна. Опыт замены нагнетательных фильтров групповыми циклонами и приспособления машин к замкнутому циклу воздуха стал с 1944 г. распространяться на предприятиях Главмуки. Позднее он был использован Промзернопроектом, проектирующим ныне установки сепараторов для системы 1-го сепарирования с применением групповых циклонов и замкнутым циклом воздуха.

Во многих случаях уменьшение воздухообмена может быть достигнуто в результате применения замкнутого цикла воздуха и в машинах, не имеющих своего вентилятора; для этой цели нами в 1945 г. был предложен централизованный замкнутый цикл; некоторые схемы осуществления его, подлежащие производственной проверке, показаны на рис. 22.

Приведенные схемы предусматривают применение циклонов одиночных или групповых, а схема, показанная на рис. 22, *г*, легко осуществима и при имеющемся в наличии всасывающем фильтре. Централизованный замкнутый цикл воздуха осуществим, конечно, не только для ситовеек, но и в применении ко всем машинам элеваторов, мельниц и крупозаводов, использующим воздушные потоки для осуществления технологических процессов.

---

[1] Описание их приводится в главе IX, рис. 139.

Подытоживая все изложенное, мы приходим к выводу, что экономически целесообразное решение вопроса о поддержании в зданиях мельниц, крупяных и комбикормовых заводов условий, требующихся в смысле температуры и влажности воздуха, может заключаться:

— в широком применении новых конструкций машин, работающих воздушными потоками при замкнутом цикле воздуха (местный замкнутый цикл воздуха в машине);

— в применении централизованного замкнутого цикла воздуха в машинах старых конструкций, работающих воздушными потоками;

— в осуществлении для других машин замкнутого в здании цикла воздуха с рециркуляцией его после надежной и эксплуатационно недорогой очистки от пыли.

Объем воздуха, отсасываемый от машин, работающих воздушными потоками, составляет в зерноочистительном отделении мельницы 75÷85%, а в размольном — 40÷60%. Таким образом, при переводе всех этих машин на местный или централизованный замкнутый цикл придется подвергнуть рециркуляции всего лишь около 20% объема воздуха в зерноочистительном отделении и около 50% — в размольном, что значительно сокращает, особенно при сухом способе вторичной очистки воздуха от пыли, стоимость эксплуатации рециркуляционных устройств.

ГЛАВА II

ГИГИЕНИЧЕСКИЕ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ЗАДАЧИ ВЕНТИЛЯЦИИ

Задачи вентиляции на промышленных предприятиях СССР — гигиенические и технологические — должны обязательно решаться в неразрывной связи одна с другой.

Раздельное рассмотрение гигиенических и технологических задач вентиляции в настоящей главе обусловлено лишь необходимостью систематизации изложения.

4. ГИГИЕНИЧЕСКИЕ ЗАДАЧИ ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ УСТАНОВОК

Содержание гигиенических задач. Как указывалось, основной причиной необходимости создания воздухообмена в закрытых помещениях, занимаемых людьми, является не накопление в воздухе продуктов жизнедеятельности человека (углекислоты, например), а ухудшение условий отдачи тепла человеческим организмом в окружающую его среду. Следовательно, важнейшей гигиенической задачей вентиляционных установок является поддержание внутри помещения соответствующих метеорологических условий, т. е. температуры, влажности и скорости движения воздуха, при которых нормальный теплообмен человеческого организма с окружающей его средой нисколько не нарушается. Поддержание таких условий теплообмена обусловливает хорошее самочувствие и высокую работоспособность человека.

Это вовсе не означает, что чистота вдыхаемого человеком воздуха не имеет существенного значения; наоборот, тот воздухообмен, который должен поддерживаться в помещении для создания нормальных условий теплоотдачи человеком, обычно превышает величину воздухообмена, требующегося для удаления продуктов жизнедеятельности человека при низкой концентрации их в воздухе помещения. Таким образом, удаляя с воздухом избыток тепла и влаги, образующихся в помещении, мы выводим из него и продукты жизнедеятельности человека. Конечно, если избытков тепла или влаги в наглухо закрытом помещении нет, то в этом случае воздухообмен действительно нужен только для удаления указан-

ных продуктов и его определяют по формуле, аналогичной формуле (I-3); однако минимально необходимый в данных условиях воздухообмен весьма невелик и выражается единицами кубических метров воздуха в час на человека.

В тех производственных помещениях, где происходит выделение вредных для здоровья газов, паров или пыли, гигиенической задачей вентиляции является удаление этих вредностей из помещения при непременном условии снижения их содержания в воздухе по крайней мере до предела, предусматриваемого нормами (НСП 101-51).

В основных производственных помещениях элеваторов, мельниц, крупяных и комбикормовых заводов не происходит выделения ядовитых паров и газов; поэтому наиболее важная гигиеническая задача вентиляции этих предприятий заключается в обеспыливании производственных помещений. И неслучайно вентиляционные установки указанных предприятий, особенно элеваторов, являются главным образом обеспыливающими.

Следует подчеркнуть, что задача обеспыливания рабочих помещений решается не путем устройства общеобменной вентиляции их, а лишь путем аспирации пылевыделяющего оборудования, т. е. местной вытяжной вентиляцией.

Однако даже те вентиляционные установки, которые вполне хорошо обеспыливают производственные помещения, часто все же не полностью решают гигиенические задачи: установки с разомкнутым по отношению к зданию циклом воздуха, обусловливая в холодное время года весьма низкие температуры воздуха внутри рабочих помещений, понижают производительность труда и качество обслуживания машин.

Следовательно, гигиенические задачи вентиляционных установок рассматриваемых предприятий заключаются:

— в поддержании таких внутренних метеорологических условий (температуры, влажности и скорости движения воздуха), которые обусловливают наилучшее самочувствие и наивысшую работоспособность человека; эти условия принято в гигиенической практике называть комфортными;

— в поддержании чистоты воздуха на высоте требований, предъявляемых гигиеническими нормами.

Поддержание комфортных метеорологических условий внутри рабочих помещений. Количество тепла, выделяемого человеком в единицу времени, т. е. теплопродукция его (*M ккал/час*), колеблется в широких пределах и определяется главным образом интенсивностью выполняемой им физической работы. Так, при отсутствии физической нагрузки человек выделяет 75÷90 *ккал/час,* при легкой работе — около 180 *ккал/час,* при работе средней тяжести — 270 *ккал/час*, при тяжелой работе — до 420 *ккал/час* и при очень тяжелой физической работе — до 600 *ккал/час.*

Все это количество тепла должно быть отдано окружающей среде через поверхность кожи и легких человека. При тяжелой физической работе количество тепла, отдаваемого поверхностью кожи наружу, резко увеличивается; например, благодаря тому, что кровеносные сосуды, расположенные в наружных покровах, расширяются, кровь, устремляясь в эти сосуды, отдает наружу значительно большее количество тепла, чем при суженных сосудах, когда основная масса крови циркулирует во внутренних органах тела.

Сокращение и расширение кровеносных сосудов, являющееся одним из способов изменения количества тепла, отдаваемого наружу человеческим организмом, регулируется деятельностью высших отделов нервной системы. Перегрузка теплорегулирующих приспособлений человеческого организма ведет к ухудшению самочувствия и понижению работоспособности человека, а при крайней перегрузке — к нарушению нормальной температуры тела. Поэтому при тяжелой физической работе необходимо улучшить условия теплоотдачи. Этого можно достигнуть, снижая температуру и влажность окружающего воздуха, а также увеличивая скорость движения его, благодаря чему нервная система человека разгружается и работоспособность его повышается.

Человеческое тело отдает тепло наружу путем конвекции и лучеиспускания в количестве, зависящем главным образом от температуры *t*

и скорости движения v воздуха, а также путем испарения с поверхности кожи и легких в количестве, зависящем от тех же факторов (t, v) и относительной влажности воздуха φ.

Полная величина теплоотдачи W человеческим телом зависит, по крайней мере, от трех факторов, т. е.

$$W=M=f(t,\ \varphi,\ v)\ \ ккал/час;$$

поэтому, очевидно, можно осуществить такую комбинацию t, φ и v, при которой, несмотря на более высокую температуру воздуха, теплоотдача будет происходить интенсивнее, чем при низшей температуре (в результате уменьшения φ и увеличения v).

Для того чтобы одним показателем охарактеризовать физические условия воздушной среды по t, φ и v, гигиенисты ввели понятие эквивалентно-эффективная температура ($t_э$). Это такая температура полностью насыщенного влагой и практически неподвижного воздуха, при которой тепловые ощущения человека остаются такими же, какими они являются при другом сочетании температуры, влажности и скорости движения воздуха. Например, эквивалентно-эффективная температура $t_э$ сочетания t—φ—v, равного + 24°—35%—1,3 *м/сек*, составляет + 19° ($\varphi=100\%$, $v=0$).

Введение указанного понятия, заслуживающее внимания как попытка охарактеризовать совокупность трех физических параметров среды (t, φ и v) одной величиной $t_э$, имеет, однако, ряд существенных недостатков. Главные состоят в недоучете большого значения передачи тепла путем излучения, а также таких важных обстоятельств, как интенсивность работы, характер одежды и акклиматизация, т. е. приспособляемость человека к тем или иным производственным условиям. Подробнее со значением метеорологического фактора на производстве можно ознакомиться по специальной литературе (17).

Советские гигиенисты, разрабатывая характеристику нормальных метеорологических условий в помещениях производственных цехов, отмечают эти недостатки и считают более правильным указывать желательное значение t, φ и v для каждого характерного случая, определенного цеха и оборудования его, данной профессии и других конкретных условий.

Действующие нормы при наружной температуре менее + 10° требуют для производственных помещений с незначительным тепловыделением (до 20 *ккал/м³час*) поддержания внутренней температуры при легкой работе в пределах 16—20° и при значительных влаговыделениях соблюдения относительной влажности воздуха, не превышающей 80%. В теплое время года (наружная температура более + 10°) в помещениях, в которых применение аэрации невозможно и тепловыделения незначительны, допускается превышение температуры помещения в рабочей зоне по сравнению с наружной на 5°.

Нормы допускают, однако, возможность снижения в зимний период температуры воздуха до + 10° при легких работах в больших отапливаемых цехах, с площадью пола от 50 до 100 *м²* на работающего; к таким помещениям могут быть отнесены мельницы, крупяные и комбикормовые заводы. В помещения элеваторов и складов из соображений максимальной сохранности хлебопродуктов, находящихся в них длительное время, желательно поддержание невысоких температур воздуха. В связи с этим данные помещения не отапливаются. В больших производственных помещениях с площадью пола более 100 *м²* на работающего (к ним относятся элеваторы и склады) разрешается обеспечивать указанные метеорологические условия только на фиксированных рабочих постах и в местах отдыха. Для этого предусматривают специальные, обогреваемые помещения («грелки»).

Из этого следует, что на мельницах и крупяных заводах может быть допущена минимальная температура воздуха, равная +10° и максимальная влажность его —80%.

Необходимость соблюдения положительных температур воздуха (10÷16°) обусловлена не только санитарно-гигиеническими соображениями. Это крайне желательно, например, на мельницах из чисто технологических соображений, как это будет показано ниже.

Кататермометр и его применение. Кататермометр[1] (сокращенно к а т а) — простой прибор, позволяющий путем одного только несложного измерения определять охлаждающую способность воздушной среды в зависимости от сочетания трех основных метеорологических факторов t, φ и v.

Этот прибор (рис. 23), представляющий собой спиртовой термометр с емким цилиндрическим или шаровым резервуаром (5—7 *см*³) и расширяющимся вверху капилляром, подогревают в теплой воде ($t=+80°$) так, чтобы спирт заполнил на ¾ верхний резервуар; затем прибор обтирают марлей и подвешивают на штативе в том месте, где необходимо определить микрометеорологические условия. Измеряя секундомером время, потребное для охлаждения ката в пределах имеющейся на нем температурной шкалы, мы можем судить об охлаждающей способности воздушной среды в данном месте: чем меньше это время, тем больше охлаждающая способность воздуха в данных условиях.

Советский шаровой кататермометр (см. рис. 23, справа) разработан физической лабораторией Ленинградского института гигиены труда и принят в СССР в качестве стандартного прибора, вытеснившего прежнюю конструкцию (1916 г.) с цилиндрическим резервуаром (см. рис. 23, слева). Он предназначен для измерения в обычных условиях положительных температур воздуха (12÷25°) и имеет шкалу в пределах от 40 до 33°, т. е. со средней температурой 36,5°, близкой к температуре поверхности человеческой кожи.

Охлаждающая способность воздушной среды может быть охарактеризована скоростью охлаждения ката, т. е. величиной $H_к$ *мкал/см² сек*, причем величину $H_к$ можно определять при сухом резервуаре ($H_{кс}$) и влажном ($H_{кв}$), когда на сухой натянут смоченный водой небольшой батистовый чехол. Скорость охлаждения влажного кататермометра $H_{кв}$ всегда выше скорости охлаждения сухого $H_{кс}$ на количество тепла, отдаваемого воздуху путем испарения, т. е. $H_{кв} - H_{кс} = E$ (*мкал/см² сек*).

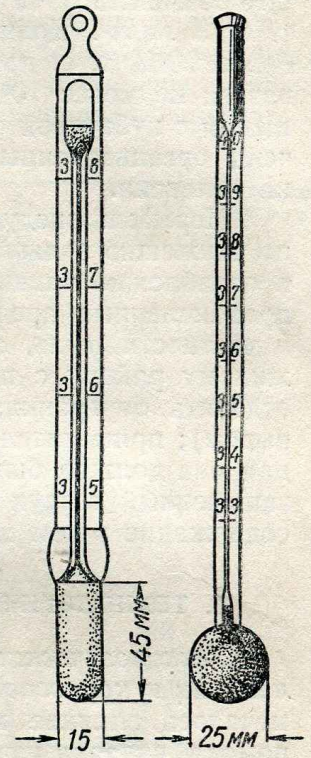


Рис. 23. Кататермометры: цилиндрический (слева); шаровой (справа)

Кататермометр можно использовать и для определения влажности воздуха (по величине E), а также для определения скорости движения воздуха, начиная от нескольких сотых метра в секунду и до 5 *м/сек*.

Поддержание чистоты воздуха в производственных помещениях. Нормами предусматриваются различные предельно допустимые концентрации, с одной стороны, для ядовитых газов, паров и пыли, а с другой,— для нетоксической пыли в воздухе рабочей зоны производственных помещений.

Следует подчеркнуть, что нетоксическая пыль, т. е. не содержащая ядовитых веществ, является все же опасной для здоровья, как осаждающаяся в глубочайших отделах легких, в ячейках (альвеолах) легочных пузырьков. В этом отношении опасна тонкая пыль, состоящая из частиц, начиная от ультрамикроскопических размеров и до 5 микронов. Наиболее опасна для легких кварцевая пыль (кремнезем SiO_2), вызывающая тяжелейшее профессиональное хроническое заболевание, так называемый с и л и к о з. Из всех пневмокониозов[2] силикоз представляет собой самое тяжелое заболевание и в связи с этим предельно

[1] От греческого kata — вниз, т. е. термометр, показывающий падение температуры,— охлаждаемый термометр.

[2] П н е в м о к о н и о з ы — заболевания дыхательных органов, вызываемые пылью.

допустимые концентрации пыли в воздухе рабочей зоны производственных помещений не должны превышать:

— пыли, содержащей более 50% кварца, песка, кварцита, кремния, гранита и др.,— 2 *мг/м*³;

— табачной и чайной (ядовитой) пыли — 3 *мг/м*³;

— остальных видов неядовитой пыли, к которой следует отнести и мучную,— 10 *мг/м*³.

При рециркуляции отсасываемого от оборудования воздуха содержание неядовитой органической пыли в возвращаемом воздухе не должно превышать 30% указанного выше предельно допустимого количества, т. е. 3 *мг/м*³. Количество циркулирующего воздуха должно быть не более 90%, т. е. при осуществлении рециркуляции извне должно подаваться не менее 10% свежего воздуха, причем производственные помещения с кубатурой от 20 до 40 *м*³ на работающего должны быть обеспечены организованным воздухообменом в количестве не менее 20 *м*³/*час* на человека.

Нормами предусматривается необходимость мероприятий не только по снижению запыленности воздуха в производственных помещениях, но и ослаблению влияния производственных вредностей на население. Так, промышленные предприятия, выделяющие производственные вредности, в частности пыль, следует располагать по отношению к ближайшему жилому району с подветренной для господствующих ветров стороны и отделять от границы жилых районов санитарно-защитной зоной (разрывом); применительно к мельницам, крупяным и комбикормовым заводам она должна быть равна 100 *м*. Кроме того, выводимый в атмосферу запыленный воздух должен быть подвергнут специальной очистке, если содержание в нем минеральной нейтральной пыли превышает 150 *мг/м*³.

5. ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ЗАДАЧИ ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ УСТАНОВОК

Технологические задачи вентиляции производственных помещений мельниц и крупозаводов. В отечественной литературе прошлого века отмечалось влияние метеорологических условий на ведение крупчатного помола, издавна известного в нашей стране.

И. А. Тарасенков [1] считал, что количество воды для увлажнения зерна определяется не только его сортом, но и временем года, господствующей погодой. Описывая ведение процесса крупчатного помола на одной из Ярославских мельниц, Михаил Окатов [2], говоря о «...такой существенной операции мельничного дела, какова замочка», подчеркивает, что «...потребность пшеницы в воде для хорошего размола» изменяется в зависимости от погоды. «Одна и та же пшеница,— писал он,— оставаясь на мельнице, требует то более, то менее воды при замочке смотря по погоде... От удавшейся или неудавшейся замочки зависит не только качество, но и количество, по крайней мере, высших сортов муки».

При сухой погоде, когда воздух интенсивно подсушивает продукты помола, необходимо больше увлажнять пшеницу, чем при сырой (например, осенней) погоде.

Повышение влажности делает оболочки зерна более вязкими и труднее истираемыми в порошок, попадающий при просеивании в муку и увеличивающий содержание неусваиваемой клетчатки в ней, на что косвенно указывает повышение зольности муки.

В сложном процессе крупчатного помола продукты его проходят длинный путь и омываются на этом пути большими объемами воздуха;

---

[1] «Мануфактурно-заводская промышленность Калужской губернии». Журнал торговли и мануфактур, ноябрь 1858 г.

[2] «О размоле муки из пшеницы на паровой мельнице гг. Крохотянкиных в Ярославле». Журнал Министерства государственных имуществ, апрель 1864 г.

в зависимости от своей температуры и влажности он может подсушить оболочки и ухудшить качество муки высоких сортов либо сохранить в значительной мере их влажность. Чем ниже температура воздуха и меньше его относительная влажность, т. е. чем меньше парциальное давление паров в воздухе, тем большее подсушивающее действие оказывает он на продукты помола.

Следовательно, не только из гигиенических, но и чисто технологических соображений следует стремиться к поддержанию в здании размольного отделения мельницы положительных температур и достаточно высокой влажности воздуха, обусловливающих повышение парциального давления паров. В пределах допускаемой нормами относительной влажности воздуха, равной 80%, не следует допускать, чтобы относительная влажность воздуха была ниже 70—75% при температуре воздуха, не меньшей +10°.

В помещении зерноочистительного отделения в зимний период нежелательно поддерживать ту же температуру и влажность, что и в размольном отделении ($t=10—16°$ и $\varphi \approx 80\%$), так как конденсация влаги на поверхности замороженного зерна может ухудшить результаты сухой очистки его (прилипание пыли к увлажненной поверхности зерна, примерзание ее). Такие температура и влажность воздуха желательны лишь в случаях предварительного подогрева зерна [1].

Следует отметить, что обеспыливание производственных помещений предупреждает также возможность возникновения пылевых взрывов и предохраняет от износа трущиеся поверхности машин.

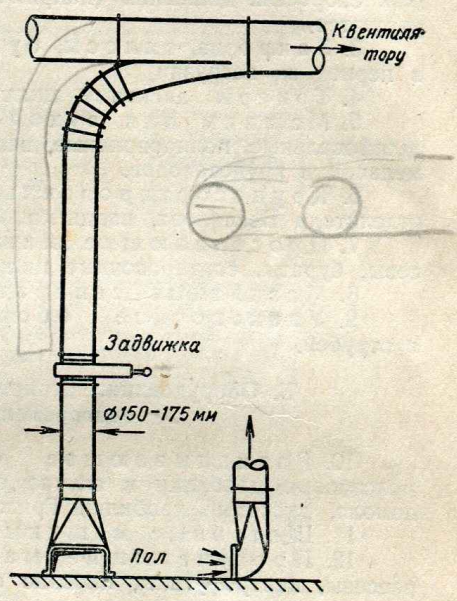


Рис. 24. Напольное отсасывающее сопло периодического действия

Задачу освобождения производственных помещений от пыли, осевшей на полу, обметаемой со стен и оборудования, т. е. от так называемых «сметок», выполняют напольные отсасывающие сопла (рис. 24). Их присоединяют к всасывающей линии вентиляционных воздуховодов и снабжают задвижкой, находящейся на уровне рук рабочего. При обметании пыли рабочий избавлен от необходимости производить загрязняющую снова помещение операцию по заполнению и выносу мешков с пылью в другие помещения. Достаточно подгрести шваброй собранную кучу к отверстию сопла, открыть на короткое время задвижку, как пыль пневматическим путем по вентиляционным воздуховодам поступит в предусмотренное для нее место.

Таким образом, и технологические задачи вентиляции производственных помещений состоят в поддержании постоянства температуры, влажности и чистоты воздуха, что вполне соответствует изложенным ранее гигиеническим задачам.

Технологические задачи аспирации оборудования элеваторов, мельниц, крупяных и комбикормовых заводов. Все операции с зерном и продуктами его переработки, связанные с пересыпанием их и другими процессами, при которых происходит перемещение частиц одна относительно другой, неизбежно сопровождаются интенсивным выделением пыли в воздух. Задача аспирации и состоит в частности в том, чтобы предотвратить выделение запыленного воздуха из пылезащитных кожухов в производственные помещения.

---

[1] Эти вопросы нуждаются в специальном исследовании, как и вопрос о наивыгоднейших для крупчатного помола температуре и влажности воздуха.

Рассматривая задачи аспирации оборудования, следует различать две группы его:

— оборудование только аспирируемое;

— оборудование, использующее воздушные потоки для осуществления технологических процессов.

Аспирируемое оборудование

А. Оборудование, требующее только обеспыливания

1. Весовые приборы: автоматические и ковшевые порционные весы для зерна и продуктов его переработки.

2. Транспортные механизмы: башмаки и головки норий, загрузочные башмаки и сбрасывающие барабаны ленточных транспортеров, поворотные самотечные трубы элеваторов. Транспортные механизмы, подающие продукты при небольших скоростях движения (например, шнеки, цепные транспортеры), обычно не аспирируются.

3. Закрома, силосы, бункеры и другие вместилища зерна, муки и т. п. в период их загрузки.

4. Триеры дисковые, цилиндрические и лопастные триеры Нестерова.

5. Машины для сухой обработки зерна: обоечные, шелушильные, шлифовальные, полировальные, вальцедековые станки и другие подобные им машины мельниц и крупозаводов.

6. Крупосортировочные машины и камнеотборники: крупоотделители Беспалова, падди-машины, камнеотборники Григоровича.

7. Просеивающие машины для зерна и продуктов его очистки: рассевы, бураты, сортировочные цилиндры и т. п.

8. Магнитные сепараторы различных конструкций.

9. Упаковочное оборудование: выбойные аппараты для муки и отрубей.

Б. Оборудование, аспирируемое с целью удаления тепла и влаги, одновременно с этим и обеспыливаемое

10. Размалывающее оборудование: вальцевые станки, жернова, молотковые дробилки в случае отсутствия пневматического транспорта продуктов помола, дисковые дробилки Григоровича и др.

11. Щеточные машины для вымола отрубей.

12. Просеивающие машины для продуктов помола и шелушения зерна: рассевы, центрофугалы, плоские сита различных конструкций.

Оборудование, использующее воздушные потоки для осуществления технологических процессов

1. Воздушные сепараторы[1]: аспирационные колонки, аспираторы с двукратным продуванием зерна, аспираторы для окончательного продувания в обоечных машинах, лузговейки, круповейки на мельницах и крупяных заводах.

2. Сито-воздушные сепараторы[1]: зерновые сепараторы и ситовейки.

3. Тепловое оборудование элеваторов, мельниц и крупозаводов: зерносушилки, зерновые кондиционеры.

Учитывая возможность широкого применения в ближайшее время пневматического транспорта продуктов помола, можно предвидеть, что интенсивное охлаждение продуктов при перемещении их от вальцевых станков к рассевам, видоизменит способы обеспыливания этих машин.

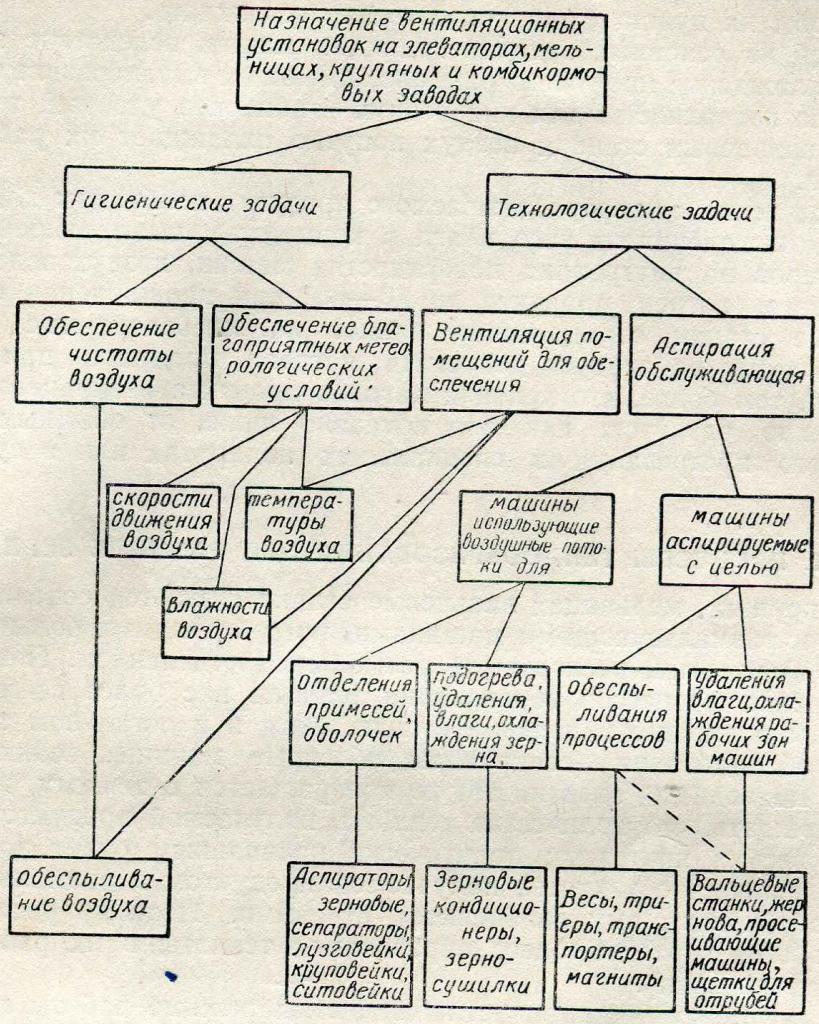
Особо следует отметить детально не рассматриваемые в данном курсе важнейшие задачи вентиляционных установок в области активного хранения зерна. Они заключаются в снижении температуры и влажности зерна, в создании условий, не благоприятных для жизнедеятельности микробов и насекомых — вредителей, путем интенсивного проветривания зерна при помощи вентиляторов. О народнохозяйственном значении метода активной вентиляции зерна свидетельствует факт присуждения Сталинской премии за 1952 г. группе работников ВНИИЗ и Промзернопроекта: И. Я. Бахареву, К. В. Дрогалину, В. Н. Павлову, Н. И. Денисову и др.

Задачи активной вентиляции зерна и способы решения их подробно рассматриваются в курсе «Хранение зерна».

---

[1] Так как воздушные и сито-воздушные сепараторы в настоящее время переводятся на замкнутый цикл воздуха, следует ожидать, что в ближайшем будущем вентиляционные установки предприятий будут обслуживать исключительно аспирируемое оборудование.

В заключение приводим схему, систематизирующую и объединяющую отдельные положения данной главы.



Гигиенические требования, соответствующие указанным на этой схеме задачам, могут быть кратко сформулированы так.

В производственных помещениях мельниц и крупяных заводов в холодный и переходный периоды года, т. е. при наружной температуре $t_н < +10°$, температура воздуха (положительная) внутри цехов ($t_в$) может колебаться в пределах $t_в = 10 \div 12°$ при относительной влажности его $\varphi_в < 80\%$, а в теплый период года ($t_н \geqslant +10°$) величина $t_в \leqslant t_н + 5°$ при ненормируемой в это время относительной влажности воздуха. В неотапливаемых помещениях элеваторов и складов $t_в$ и $\varphi_в$ не нормируются; запыленность воздуха в помещениях этих предприятий не должна превышать 10 *мг/м*³, а запыленность выводимого наружу воздуха должна быть не более 150 *мг/м*³.

ГЛАВА III

УСЛОВИЯ ОБРАЗОВАНИЯ И УДАЛЕНИЯ ТЕПЛОТЫ И ВЛАГИ

Механическая энергия, подводимая к машинам, установленным на элеваторах, мельницах, крупяных и комбикормовых заводах, превращается почти полностью в теплоту, если считать, что сырье и продукция получены и сданы на одной геометрической высоте и если не учитывать относительно небольшой разности между величинами поверхностной энергии муки и зерна.

Количество теплоты, образующейся в трущихся частях машин, за исключением поверхностей валков вальцевых станков, не настолько велико, чтобы их нужно было искусственно охлаждать.

Одной из основных задач вентиляции машин вследствие этого является охлаждение продуктов размола, имеющих высокоразвитую теплоотдающую поверхность; для них воздух — наиболее удобный теплоноситель. В вальцевых станках воздух попутно охлаждает их рабочие поверхности.

Отвод тепла от перерабатываемого продукта необходим для предотвращения выделения из него влаги в количестве, вызывающем конденсацию паров на внутренних поверхностях машин, воздуховодов и сит. Кроме того, нагрев продукта до 50—60° при прохождении его через вальцевые станки отрицательно влияет на хлебопекарные качества муки. Поэтому не следует допускать нагрева продуктов при размоле сверх 45°, тем более, что условия нагрева продукта в вальцевом станке существенно разнятся, как это показано ниже, от обычных условий медленного прогревания в специальных аппаратах или в сушильном шкафу.

6. ПРОЦЕССЫ ТЕПЛООБРАЗОВАНИЯ ПРИ РАЗМОЛЕ ЗЕРНА

На крупных мельницах вальцевые станки являются основными дробящими и размалывающими машинами, потребляющими бо́льшую часть (55—65%) энергии, расходуемой размольным отделением. Поэтому при рассмотрении процессов образования теплоты нас более всего должны интересовать именно вальцевые станки. Хотя и в остальном технологическом оборудовании (сепараторы, обоечные машины, вейки, рассевы и т. п.) подводимая энергия также превращается в теплоту, можно все же утверждать, что количество теплоты, получаемой продуктом от этих машин, весьма ничтожно; практически правильным будет заключение, что все количество теплоты, получаемой продуктом в размольном отделении, сообщается ему вальцевыми станками. Поэтому рассмотрим в самых общих чертах процесс образования теплоты в их рабочей зоне (зоне измельчения).

Наши наблюдения при установившемся режиме работы вальцевого станка показывают, что наибольшей температурой отличается быстровращающийся валок. Медленновращающийся валок обычно холоднее на 5—10°, а продукт, выходящий из зоны измельчения, холоднее, чем поверхность этого валка. О распределении температур между валками и продуктом дает представление табл. 1.

Таблица 1

Распределение температур между валками вальцевого станка и размельчаемым продуктом

Система	Температура в °С валков			Температура в °С продукта			Превышение температуры в °С валков над температурой продукта	
	быстровращающегося	медленновращающегося	разница	до поступления в станок	после прохождения через станок	разница	быстровращающегося	медленновращающегося
I драная . .	69	59	10	30	38	8	31	21
II „ . .	57	51	6	30	35	5	22	16
III „ . .	84	77	7	29	42	13	42	35

То обстоятельство, что температура валков выше температуры продукта, часто вызывает представление о нагреве продукта валками; поток теплоты, якобы, направлен от центра валков к их поверхности,

к продукту. Это положение неверно, поскольку внутри валков нет источников теплоты и поток ее поэтому не может быть направлен от валка к продукту.

Развитие теплоты в рабочей зоне валков вызывается преобразованием механической энергии в тепловую вследствие внешнего трения продукта о поверхности валков и внутреннего трения между частицами измельчаемого продукта.

При плющении зерна между валками, вращающимися с одинаковой скоростью, теплота развивается главным образом в результате внутреннего трения; при наличии разности скоростей вращения поверхностная температура внешних частей измельченного продукта возрастает еще

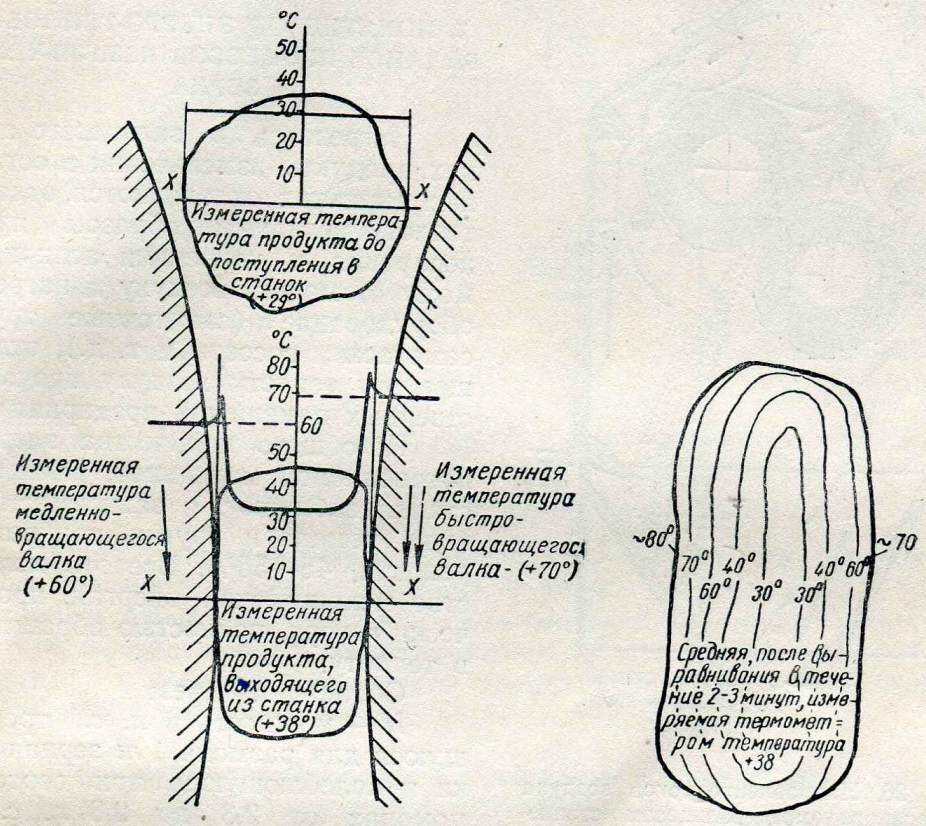


Рис. 25. Приближенная схема распределения температур в рабочей зоне вальцевого станка и в частице измельченного продукта

вследствие увеличения внешнего трения частиц продукта о шероховатые поверхности валков. Из-за малой температуропроводности зерна поверхностная температура за ничтожно короткое время пребывания частицы в рабочей зоне, измеряемое тысячными долями секунды, не успевает распространиться по всей массе ее. В то же время чугунные валки, температуропроводность которых минимум в 100 раз выше температуропроводности зерна, принимают температуру, близкую к температуре наружных поверхностей измельчаемых частиц. Их средняя температура, измеряемая обычным термометром и выравнивающаяся за время измерения, значительно ниже фактической поверхностной. Общая картина распределения температур в самом грубом приближении изображена на рис. 25 и показывает, что нагревание валков идет от их поверхности к центру.

Аспирируемый воздух, поступая в станок различными путями, омывает валки, как показано на рис. 26; они нагреваются на весьма малой части окружности, соответствующей углу захвата α ($\alpha = 1 \div 10°$), и охлаждаются токами воздуха во время поворота на угол $(360° - \alpha)$. Устойчивый тепловой режим, при котором количество теплоты, получаемое и

отдаваемое валками за один их оборот, уравнивается, наступает, по нашим наблюдениям, спустя 4—5 час. с момента начала работы станка; после этого уже не наблюдается дальнейшего повышения температуры валков.

Как указывалось, теплота, вызывающая нагревание продукта и валков, образуется в результате преобразования механической энергии; поэтому температура нагрева продуктов зависит от расхода энергии в рабочей зоне вальцевых станков, приходящегося на единицу веса перерабатываемого продукта.

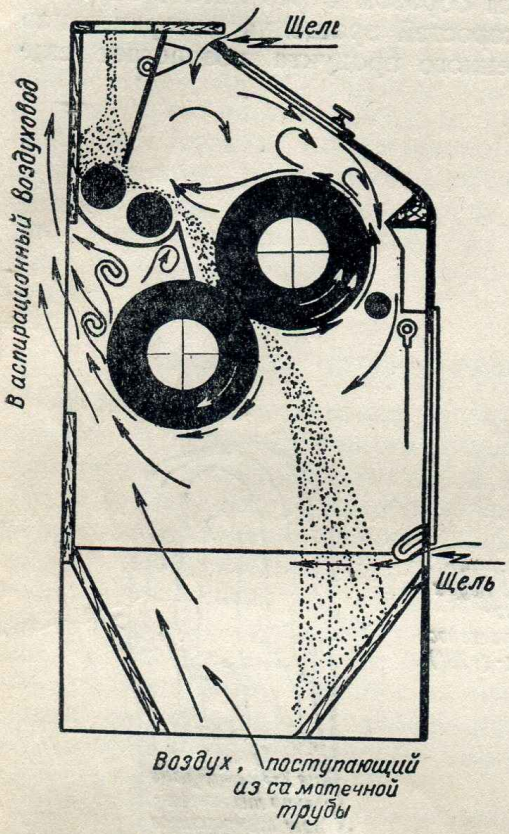


Рис. 26. Направление токов воздуха в аспирируемом вальцевом станке

7. ПОНЯТИЕ ОБ ЭНЕРГО-ТЕПЛОВОМ БАЛАНСЕ ПРОЦЕССОВ ИЗМЕЛЬЧЕНИЯ ЗЕРНА

Нагреваясь в вальцевых станках, продукты измельчения в остальных машинах охлаждаются, отдавая теплоту главным образом путем испарения и конвекции аспирируемому от машин воздуху и нагревая оборудование (самотечные трубы, самотаски, рассевы и т. д.), отдающее эту теплоту воздуху производственных помещений предприятия.

Из общего количества энергии, потребляемой мельницей, вальцевые станки забирают, в зависимости от вида помола и других конкретных условий, 45—55%. Все это количество механической энергии, практически говоря, полностью обращается в теплоту.

Обозначим через:

N — мощность в *л. с.*, требующуюся для размола 1 m зерна в сутки и колеблющуюся при сортовых помолах от 2,3 до 2,8 *л. с.* на 1 *т/сутки*;

b — мощность, требующуюся для привода вальцевых станков, в процентах от общей мощности (45—55%);

$\eta_{вс}$ — к. п. д. передач от двигателя к вальцевому станку, колеблющийся в зависимости от вида, количества и состояния передач в пределах 0,94÷0,96;

тогда общее количество теплоты, развиваемое вальцевыми станками, составит:

$$I_{вс} = 632\ \frac{b}{100}\ \eta_{вс} N \ldots ккал/час \text{ на } 1\ m \text{ (зерна)/сутки.}^1 \qquad \text{(III-1)}$$

[1] Эта единица измерения наглядна, но может быть заменена другой, эквивалентной ей и более простой:

$$\frac{ккал \cdot сутки}{час \cdot m \text{ (зерна)}} = \frac{ккал \cdot 24\ часа}{час \cdot 1000\ кг \text{ (зерна)}} = \frac{ккал}{47{,}1\ кг \text{ (зерна)}};$$

следовательно,

$$I'_{вс} = \frac{I_{вс}}{47{,}1}\ \frac{ккал}{кг \text{(зерна)}} = \frac{632}{47{,}1}\ \frac{b}{100}\ \eta_{вс} N = 13{,}4\ \frac{b}{100}\ \eta_{вс} N\ \frac{ккал}{кг \text{ (зерна)}}.$$

Эта теплота отводится от вальцевых станков следующими путями:

— воздухом, аспирируемым от вальцевых станков ($I_{ав}$);

— продуктом, выводимым из станков ($I_п$);

— отдачей от теплых поверхностей станины, корпусов подшипников, теплопередачей ($I_т$) от станков окружающему их воздуху, т. е.

$$I_{вс}=I_{ав}+I_п+I_т.$$

Теплота, уносимая продуктом из станка, частично выводится из мельницы фабрикатом (мукой, отрубями), частично отдается воздуху в процессе прохождения продукта по рассевам, вейкам, самотечным трубам и самотаскам.

Обозначив количество теплоты, потерянное продуктом в остальных машинах размольного отделения, через $I_м$, а теплоту, уносимую фабрикатом, через $I_ф$, записываем, что

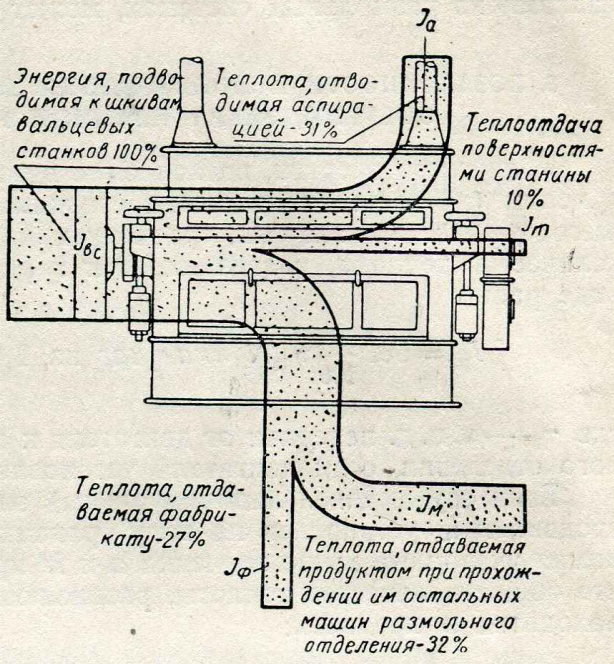


Рис. 27. Ориентировочный энерготепловой баланс процессов измельчения на мельницах

$$I_п=I_ф+I_м \text{ ккал/час на 1 } m\text{(зерна)/сутки}.$$

Тогда уравнение энерго-теплового баланса для всех вальцевых станков мельницы можно представить в виде:

$I_{вс}=6{,}32\ b\gamma_{вс}N=I_{ав}+I_ф+I_м+I_т$ *ккал/час* на 1 m (зерна)/*сутки*. (III-2).

Представление об энерго-тепловом балансе процессов дробления и размола в вальцевых мельницах можно дать округленными величинами основных членов его, приведенными в табл. 2.

Таблица 2

Ориентировочный энерго-тепловой баланс процессов измельчения на вальцевых мельницах

Величины членов энерго-теплового баланса	ккал/час на 1 m (зерна)/сутки			в процентах		
	от	до	среднее	от	до	среднее
Количество теплоты, развиваемое вальцевыми станками, $I_{вс}$	615	935	775	100	100	100
Количество теплоты, уносимое воздухом, аспирируемым от вальцевых станков, $I_{ав}$	210	275	240	34	29	31
Количество теплоты, выводимое из здания размольного отделения мукой и отрубями, $I_ф$	132	282	210	22	30	27
Количество теплоты, отдаваемое воздуху продуктами помола в других (кроме вальцевых станков) машинах, и теплопотери вальцевых станков $I_м+I_т$	273	378	325	44	41	42

Как показано на рис. 27, в среднем по всей вальцевой линии мельниц около 60% энергии, потребляемой вальцевыми станками, отводится

в виде теплоты с измельченными продуктами. Величина теплоотдачи поверхностями станков, принятая на диаграмме ориентировочно равной 10%, во многих случаях, особенно в вальцевых станках с гладкими валками на размольных системах, может быть значительно большей.

8. ВОЗМОЖНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ДЛЯ ОТОПЛЕНИЯ МЕЛЬНИЦ ЭНЕРГИИ, ЗАТРАЧИВАЕМОЙ НА ПОМОЛ ЗЕРНА

Количество энергии, расходуемое в размольном отделении мельницы в целом (не только вальцевыми станками), составляет $a=75\div82\%$ общего количества энергии, расходуемой предприятием; следовательно, количество теплоты, развивающейся в размольном отделении, в общем виде равно

$$I_{ро}=632\frac{a}{100}\eta_{ро}N \text{ ккал/час на 1 } m \text{ (зерна)/сутки}, \qquad \text{(III-3)}$$

где $\eta_{ро}$ — к. п. д. передачи от двигателя к основной трансмиссии размольного отделения, если двигатель установлен вне размольного отделения.

Если осуществлен индивидуальный электропривод машин или электродвигатель установлен на валу трансмиссии, то, считая $\eta_{ро}=1$ и принимая указанные выше значения a и N при сортовых помолах, получим, что общее количество теплоты, развивающееся в размольном отделении, находится в пределах:

от $I_{ро}=6{,}32\cdot75\cdot2{,}3=1090$ *ккал/час* на 1 *m* (зерна)/*сутки*
до $I_{ро}=6{,}32\cdot82\cdot2{,}8=1450$ „ „ 1 „ „ „

Все это количество теплоты, преобразующееся из механической энергии, отводится:

— мукой, крупой и отрубями $I_{ф}$;
— воздухом, аспирирующим вальцевые станки, $I_{ав}$;
— воздухом, аспирирующим другие машины, $I_{ам}$;
— теплоотдачей поверхностей подшипников, электродвигателей, поверхностей кожухов рабочих машин и другого оборудования $I_{тм}$, т. е.

$$I_{ро}=I_{ф}+I_{ав}+I_{ам}+I_{тм}\ldots \text{ ккал/час на 1 } m \text{ (зерна)/сутки}. \qquad \text{(III-4)}$$

Из перечисленных четырех членов правой части баланса количество теплоты, характеризуемое тремя, за исключением $I_{ф}$, может быть использовано для отопления мельницы, если осуществить замкнутый цикл воздуха в здании, т. е. если возвратить в него количество тепла, характеризуемое членами $I_{ав}$ и $I_{ам}$.

Как известно, санитарными нормами при осуществлении рециркуляции аспирируемого воздуха предусмотрено, что не менее 10% его должно быть заменено свежим воздухом. Несмотря на то, что воздух, аспирируемый от вальцевых станков, несет с собой большое количество теплоты, в размольном отделении в первую очередь следовало бы подвергнуть замене именно этот воздух, как несущий с собой весьма большое количество влаги. По отношению ко всему объему воздуха, отсасываемому от оборудования размольного отделения, объем воздуха, аспирируемый от вальцевых станков, составляет около 25% (22÷33%).

Если в порядке 10%-ного воздухообмена выводить наружу соответствующую часть воздуха, аспирируемого именно от вальцевых станков, т. е. 10 : 25=0,4 этого объема, то максимальное количество теплоты, которое может быть использовано для отопления мельницы,

$$I_{от\ макс}=I_{ро}-I_{ф}-0{,}4\ I'_{ав}=0{,}6\ I_{ав}+I_{ам}+I_{тм}. \qquad \text{(III-5)}$$

Учитывая вычисленные ранее величины $I_ф$ и $I_{ав}$, находим, что максимальное количество теплоты, могущее быть использованным для отопления мельницы, составляет:

от $I_{от\ макс} = 1090 - 132 - 0{,}4 \cdot 210 = 874$ *ккал/час* на 1 *т* (зерна)/*сутки*,

до $I_{от\ макс} = 1450 - 282 - 0{,}4 \cdot 275 = 1058$ » » 1 » » »

т. е. 70—80% всего количества теплоты, преобразуемой в размольном отделении из механической энергии в тепловую.

Фактическая величина $I_{от}$ под влиянием увеличения процента рециркуляции сверх 10% во избежание конденсации влаги внутри здания, увеличения $I_ф$ при «горячем» режиме помола и некоторых других причин уменьшается против $I_{от\ макс}$ примерно на 20%, снижаясь до $I_{от} = 600 \div 800$ *ккал/час* на 1 *т* (зерна)/*сутки*, т. е. до 55—65% всего количества теплоты, образующейся в размольном отделении.

Затраты теплоты на отопление здания слагаются из затрат на покрытие тепловых потерь здания и на подогрев наружного воздуха, поступающего извне взамен выводимого наружу. Подсчет этих затрат показывает, что приведенная выше величина $I_{от}$ достаточна для поддержания разности температур внутри здания и вне его: $t_в - t_н = 20 \div 25°$, т. е. для поддержания минимальной $t_в = +10°$ при $t_н = -10 \div -15°$. При более низких наружных температурах для размольного отделения необходим некоторый небольшой дополнительный расход топлива на отопительную установку (примерно 2÷3 *кг* условного топлива на 1 *т* перерабатываемого зерна), т. е. 10÷15% топлива, расходуемого на переработку зерна.

Количество теплоты, выделяющееся в зерноочистительном отделении ($I_{зо}$), значительно меньше $I_{ро}$[1] и составляет всего: $I_{зо} = 260 \div 440$ *ккал/час* на 1 *т* (зерна)/*сутки*, если даже не учитывать теплоту, уносимую зимой размораживающимся зерном. Поэтому, несмотря на несколько меньший строительный объем зерноочистительного отделения, дополнительный расход теплоты на отопление его при низких наружных температурах оказывается не меньшим, чем для размольного отделения, и даже в некоторых случаях бо́льшим.

Однако в сумме дополнительный расход топлива на отопление обоих отделений не превышает 10÷15% того расхода его (30 *кг* усл. топлива на 1 *т* зерна — см. стр. 30), который необходим для подогрева приточного воздуха при отсутствии рециркуляции его.

Таким образом, вторичное использование энергии, затрачиваемой на помол, может резко уменьшить затраты теплоты на отопление производственных помещений.

9. УСЛОВИЯ ПРЕДОТВРАЩЕНИЯ ОТЛОЖЕНИЙ ПЫЛИ В ВОЗДУХОВОДАХ ПОД ВЛИЯНИЕМ КОНДЕНСАЦИИ ВЛАГИ В НИХ

Важнейшее условие удаления влаги, выделяющейся из зерна в процессе его переработки,— предотвращение возможной конденсации влаги внутри оборудования и воздуховодов, по которым перемещается, как правило, запыленный воздух. К отрицательным явлениям, наблюдаемым при эксплуатации вентиляционных сетей и резко снижающим эффективность их работы, относятся отложения пыли в воздуховодах. Эти отложения уменьшают площадь поперечного сечения их и, следовательно, уменьшают объем воздуха, отсасываемого от оборудования.

Характер отложений пыли в вентиляционных воздуховодах элеваторов, мельниц и крупозаводов различен (рис. 28); при недостаточной скорости движения воздуха в трубе пыль откладывается в нижней части ее сечения. Такого рода отложения наблюдаются в воздуховодах, обслу-

[1] Количество энергии, затрачиваемой в нем, в 3÷4,5 раза меньше, чем в размольном отделении.

живающих оборудование, без выделения тепла и влаги в нем. Наряду с этим в воздуховодах, несущих теплый и влажный воздух, возможны отложения пыли по всему периметру трубы (см. рис. 28, справа), вызываемые конденсацией влаги на внутренних поверхностях воздуховодов, с образованием корки теста. Это ведет к уменьшению количества воздуха, отсасываемого от машин, и в результате — к конденсации влаги в самих машинах, к ухудшению работы предприятия в целом.

Несмотря на то, что воздух, отсасываемый от машин, может иметь относительную влажность меньше 100%, все же в трубах возможна конденсация влаги. Это обусловлено тем, что снижение температуры воздуха в них при постоянном влагосодержании может привести к конденсации влаги не только на стенках труб, но и на пылинках, взвешенных в воздухе. Смоченные влагой пылинки прилипают к стенкам труб, повышают их сопротивление, образуя тестовую корку, задерживающую новые слои пыли, намного уменьшая сечение труб и объем отсасываемого от машин воздуха.

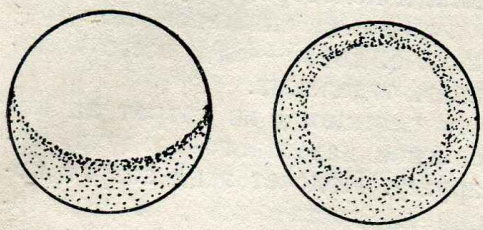


Рис. 28. Характер расположения отложений пыли в горизонтальных воздуховодах элеваторов, мельниц и крупозаводов:

слева—расположение, обычное для воздуховодов элеваторов и зерноочистительных отделений мельниц и крупозаводов; справа—расположение, обычное для размольных отделений мельниц

Наиболее часто это наблюдается в трубах диаметром 70÷150 *мм*. Кроме того, конденсация влаги особенно легко протекает в воздуховодах, характеризующихся малой скоростью движения воздуха. Чем ниже температура воздуха в помещении мельницы, тем легче отлагается пыль в воздуховодах, тем чаще их необходимо чистить и тем хуже работают вентиляционные установки. Из этого следует, что осуществление зимой частичной рециркуляции воздуха, обусловливающее повышение температуры воздуха в помещении, всегда повышает эффект работы аспирации. Рассмотрим причины конденсации влаги и условия, предупреждающие возможность ее возникновения.

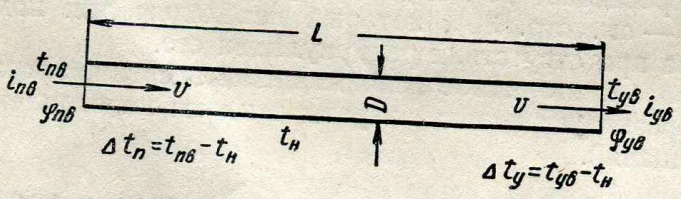


Рис. 29. К рассмотрению вопроса о конденсации влаги в вентиляционных воздуховодах

Конденсация влаги в воздуховодах, вызываемая их охлаждением. Предположим, что в тонкостенный металлический воздуховод длиной L *м*, имеющий постоянный диаметр D *м*, поступает

$$Q_ч = 3600 \frac{\pi D^2}{4} v \ldots м^3/час$$

воздуха с температурой $t_{пв}$ и относительной влажностью $\varphi_{пв}$ (рис. 29). Определив температуру уходящего из трубы воздуха, т. е. $t_{ув}$, и относительную влажность его $\varphi_{ув}$, проверим таким образом возможность конденсации влаги в воздуховоде и, следовательно, возможность образования тестовой корки на внутренней поверхности его.

Если через S обозначить величину поверхности воздуховода πDL, а через $\Delta t_{ср}$ — среднюю логарифмическую разность температур воздуха

внутри воздуховода и снаружи его, то количество теплоты, теряемое поверхностью трубы

$$I = kS\Delta t_{ср} = kS\frac{\Delta t_п - \Delta t_у}{\ln\frac{\Delta t_п}{\Delta t_у}} \text{ ккал/час}, \qquad \text{(III-6)}$$

где k — коэффициент теплопередачи *ккал/м²час · град*, определяемый методами, известными из курса теплопередачи;

$\Delta t_п = t_{пв} - t_н$ — разность температур воздуха, поступающего и омывающего трубу снаружи ($t_н$);

$\Delta t_у = t_{ув} - t_н$ — та же разность температур для воздуха, уходящего из трубы с температурой $t_{ув}$.

Это количество теплоты можно выразить также через потерю теплосодержания

$$\Delta i = i_{пв} - i_{ув} \text{ ккал/кГ сухого воздуха}, \qquad \text{(III-7)}$$

$Q_ч$ *м³/час* влажного воздуха, в каждом кубическом метре которого содержится $\gamma_{св}$ *кГ/м³* сухого воздуха:

$$I = \gamma_{св} \cdot Q_ч (i_{пв} - i_{ув}) = kS\Delta t_{ср} \text{ ккал/час}. \qquad \text{(III-8)}$$

При постоянной вдоль воздуховода температуре наружного воздуха $t_н$ средняя логарифмическая разность температур в выражениях (III-6) или (III-8) может быть при подстановке значений $\Delta t_п$ и $\Delta t_у$ записана следующим образом:

$$\Delta t_{ср} = \frac{t_{пв} - t_н - t_{ув} + t_н}{\ln\frac{t_{пв} - t_н}{t_{ув} - t_н}} = \frac{t_{пв} - t_{ув}}{\ln\frac{t_{пв} - t_н}{t_{ув} - t_н}}. \qquad \text{(III-9)}$$

Потерю теплосодержания влажным воздухом, протекающим в трубе (III-7), можно написать в зависимости от $t_{пв}$ и $t_{ув}$, выразив влагосодержание воздуха x [1], остающееся до начала конденсации влаги, постоянным, в килограммах на 1 *кГ* сухого воздуха:

$$\Delta i = i_{пв} - i_{ув} = (0{,}24t_{пв} + 0{,}47xt_{пв} + 595x) - (0{,}24t_{ув} + 0{,}47xt_{ув} + 595x) = (0{,}24 + 0{,}47x)(t_{пв} - t_{ув}) = c_{вв}(t_{пв} - t_{ув}), \qquad \text{(III-10)}$$

где $c_{вв} = (0{,}24 + 0{,}47x)$ — теплоемкость влажного воздуха, выраженная в *ккал* на 1 *кГ* сухого воздуха.

Выразив $\frac{S}{\gamma_{св}Q_ч}$ в виде

$$\frac{S}{\gamma_{св}Q_ч} = \frac{\pi DL}{3600\gamma_{св} \cdot \frac{\pi D^2}{4} v} = \frac{L}{900\gamma_{св}vD}$$

и подставив в выражение (III-8) значения $\Delta t_{ср}$ (III-9) и Δi (III-10), получим:

$$\Delta i = c_{вв}(t_{пв} - t_{ув}) = \frac{kL}{900\gamma_{св}vD} \cdot \frac{t_{пв} - t_{ув}}{\ln\frac{t_{пв} - t_н}{t_{ув} - t_н}},$$

или

$$c_{вв} = \frac{kL}{900\gamma_{св}vD} \cdot \frac{1}{\ln(t_{пв} - t_н) - \ln(t_{ув} - t_н)},$$

т. е. выражение, из которого нетрудно получить искомую температуру воздуха $t_{ув}$, уходящего из трубы:

$$\ln(t_{ув} - t_н) = \ln(t_{пв} - t_н) - \frac{kL}{900\gamma_{св}c_{вв}vD}. \qquad \text{(III-11)}$$

[1] $x = \frac{d}{1000}$, где d — влагосодержание, выраженное в граммах на 1 *кГ* сухого воздуха.

Зная $t_{ув}$, а также то, что процесс охлаждения воздуха в трубе происходит при $x=\text{const}$, можно, пользуясь известной из курса термодинамики диаграммой $i—x$ для влажного воздуха (см. приложение III), определить относительную влажность уходящего воздуха $\varphi_{ув}$ и решить, следовательно, вопрос о возможности конденсации влаги в вентиляционном воздуховоде.

Выражение (III-11) позволяет заключить, что, чем меньше v и D при постоянной разности $t_{пв}$ и $t_н$, тем меньше $t_{ув}$, тем более возможны конденсация влаги и вызываемые ею отложения пыли в вентиляционном воздуховоде.

Однако не следует полагать, что второй член правой части выражения (III-11) изменяется вполне точно обратно пропорционально величине vD; в действительности, числитель (множитель k) также содержит, как известно из основ теплопередачи, зависимость от v и D.

Уравнение (III-11), определяя условия удаления влаги без конденсации ее в воздуховодах, позволяет решить ряд практических задач, связанных с проектированием и эксплуатацией вентиляционных воздуховодов. Например, можно определить максимально допустимую для указанных условий длину воздуховода, минимальный диаметр воздуховода, наименьшую скорость воздуха в нем, наименьший объем воздуха, аспирируемый от оборудования без конденсации влаги в воздуховоде, наибольшую влажность воздуха, допускающую аспирацию воздуха от оборудования в заданных условиях (температура воздуха внутри здания, размеры воздуховодов).

Следует, однако, подчеркнуть, что, производя эти расчеты, ни в коем случае не следует приближаться к $\varphi_{ув}=100\%$ для конечного сечения воздуховода. Конденсация влаги в воздуховоде, несущем запыленный воздух, может начаться при меньших, чем $\varphi=100\%$, средних насыщениях воздуха, движущегося в охлаждающейся трубе; причиной этого может быть и снижение температуры воздуха в непосредственной близости к стенке, а также роль пылинок как ядер конденсации влаги [1].

Учитывая также то обстоятельство, что в матерчатый фильтр или циклон должен поступать воздух в состоянии, достаточно далеком от полного насыщения влагой, следует в таких расчетах принимать для сечений сети воздуховодов, присоединенных к пылеотделителю, $\varphi_{ув}\leqslant 90\%$; это позволяет воздуху понизить свою температуру без возникновения явлений конденсации влаги в пылеотделителе еще на 1—2°.

Возможность конденсации влаги в разветвленном воздуховоде следует рассчитывать, предварительно разделив сеть на ряд отдельных участков, имеющих постоянные значения v и D (5).

Такого рода расчеты приводят к выводу о том, что в обычных для мельниц условиях от наиболее удаленных по отношению к пылеотделителю машин необходимо зимой, при отсутствии рециркуляции, отсасывать воздух с относительной влажностью не более $55\div 70\%$.

Конденсация влаги в воздуховодах в результате смешения воздушных масс. Охлаждение воздуховодов является не единственной причиной конденсации влаги в них. Конденсация влаги в воздуховодах со всеми отрицательными последствиями может быть вызвана смешением воздушных потоков, имеющих различные температуры.

Следует отметить, что смешение масс воздуха с одинаковой относительной влажностью, но различными температурами всегда приводит к увеличению относительной влажности смеси. Смешение различных по температуре масс воздуха, даже далеких от точки росы, может привести к выпадению влаги в машине или воздуховоде. Смешение воздуха, имею-

---

[1] Подробнее см. главу VI.

щего, например, температуру $+2°$ и относительную влажность 80%, с воздухом, нагретым до $t=+25°$, имеющим такую же относительную влажность, неизбежно приводит к конденсации влаги, если соотношение весов сухих частей их равно, скажем, 2 : 1.

В воздуховодах и внутри оборудования воздушные массы с различными температурами могут смешиваться в процессе эксплуатации вентиляционных установок при различных обстоятельствах; например, в случаях присосов воздуха через неплотности воздуховода, присосов во всасывающий фильтр, а также при неизбежном поступлении наружного воздуха в аспирируемые вальцевые станки и другие машины, в которые продуктами помола зерна вносится влажный теплый воздух.

Процесс смешения воздушных масс удобно представить в $i—d$ или $i—x$ диаграмме (рис. 30): если движущийся в трубе теплый воздух имеет состояние A, а поступающий в нее холодный воздух — $Б$, то состояние смеси их будет характеризоваться точкой B, лежащей на прямой $АБ$ и делящей ее на отрезки, обратно пропорциональные весам сухих частей смешиваемых объемов воздуха.

Предположим, в воздуховоде происходит смешение $G^{А}_{св}$ *кг* сухого воздуха в состоянии A (см. рис. 30) с $G^{Б}_{св}$ *кГ* сухого воздуха в состоянии $Б$; соотношение между весами теплой A и холодной $Б$ частей, составляющих смесь, обозначим через $z=\dfrac{G^{А}_{св}}{G^{Б}_{св}}$.

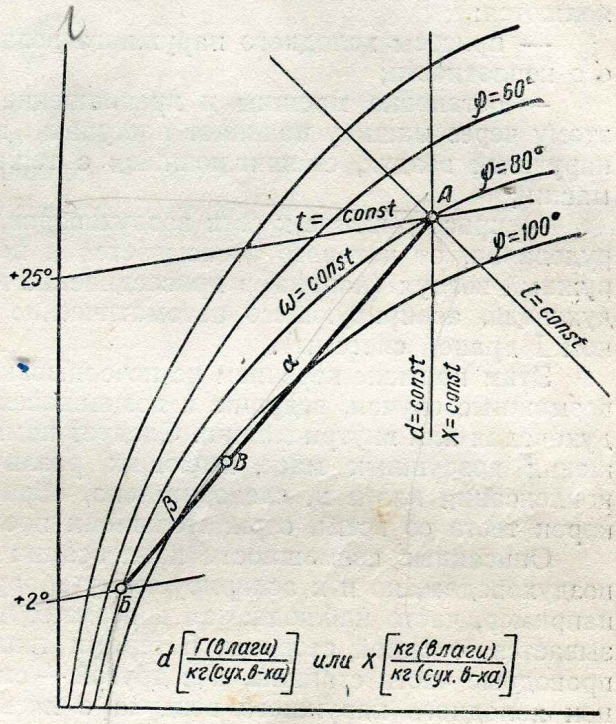


Рис. 30. Схема процесса смешения двух масс влажного воздуха при различном состоянии их

В соответствии с указанным выше и обозначениями на рис. 30 положение точки B, характеризующей состояние смеси, определяется условием:

$$\alpha G^{А}_{св}=\beta G^{Б}_{св}, \quad \text{или} \quad \frac{\alpha}{\beta}=\frac{G^{Б}_{св}}{G^{А}_{св}}=\frac{1}{z}.$$

Следовательно, если $\alpha+\beta=\overline{АБ}=l$, то точка B располагается на расстоянии:

$$\alpha=\frac{l}{z+1}. \qquad \text{(III-12)}$$

Доказательством этого утверждения о положении точки B могут служить следующие соображения: если выражения балансов теплоты и влаги между составными частями и смесью, т. е. уравнения

$$i_{А}G^{А}_{св}+i_{Б}G^{Б}_{св}=i_{В}(G^{А}_{св}+G^{Б}_{св}) \quad \text{и} \quad x_{А}G^{А}_{св}+x_{Б}G^{Б}_{св}=x_{В}(G^{А}_{св}+G^{Б}_{св}),$$

разделить почленно на $G^{Б}_{св}$ и решить в отношении $\dfrac{1}{z}$, то

$$\frac{i_{А}-i_{В}}{i_{В}-i_{Б}}=\frac{1}{z}=\frac{\alpha}{\beta} \quad \text{и} \quad \frac{x_{А}-x_{В}}{x_{В}-x_{Б}}=\frac{1}{z}=\frac{\alpha}{\beta},$$

или

$$\frac{i_А - i_В}{i_В - i_Б} = \frac{x_А - x_В}{x_В - x_Б},$$

что, как известно, является уравнением прямой, проходящей через три точки: $i_А - x_А$, $i_Б - x_Б$, $i_В - x_В$. Из этого следует, что точка B должна лежать на прямой $АБ$ и что прямая эта делится точкой B в отношении $\frac{\alpha}{\beta}$.

Конкретными причинами, могущими вызвать конденсацию влаги в вентиляционных воздуховодах даже при малых теплопотерях, часто являются:

— присосы холодного наружного воздуха внутрь воздуховода через его неплотности;

— остановка машины и прекращение подачи продукта в нее; поэтому через машину начинает поступать в общий воздуховод холодный наружный воздух, смешивающийся с теплым, отсасываемым от других машин;

— присоединение к сети воздуховодов, несущих теплый воздух, оборудования, от которого отсасывается и поступает в сеть холодный наружный воздух (например присоединение к сети вальцевых станков воздуховода, аспирирующего автоматические весы перед вальцевым станком I драной системы).

Этим кратким перечнем не исчерпываются, конечно, все практически возможные случаи, ведущие к возникновению конденсации влаги в воздуховодах или внутри машин. Следует помнить, что во всех случаях смешения воздушных масс, имеющих различные температуры, возможна конденсация влаги и, следовательно, образование отложений пыли или корок теста со всеми отрицательными последствиями этих явлений.

Описанные возможности конденсации влаги относятся не только к воздуховодам, но и к аспирируемому оборудованию. Конденсация влаги, например, часто наблюдаемая в верхних частях вальцевых станков, вызывается, с одной стороны, потерями тепла через эти наиболее теплопроводные части станины, а с другой,— смешением засасываемого в станок холодного наружного воздуха с насыщенным влагой теплым воздухом, поступающим с размалываемым продуктом.

Наилучшим способом предотвращения конденсации влаги в воздуховодах и оборудовании, вызываемой охлаждением воздуховодов и смещением воздушных масс, является повышение температуры воздуха внутри помещения размольного отделения.

Пример. К воздуховоду, отсасывающему от щеточной машины для вымола отрубей 450 *м³/час* воздуха с температурой +30° и относительной влажностью 70%, присоединен воздуховод, аспирирующий автоматические весы (2 шт.) для крупных и мелких отрубей. Воздуховод этот отсасывает от каждых весов по 750 *м³/час* воздуха с температурой +5° и относительной влажностью 95%. Допустимо ли соединение этих воздуховодов с точки зрения возможности возникновения конденсации влаги в общем воздуховоде?

▲ Вес сухой части воздуха, аспирируемого от оборудования, равен $G_{св} = \gamma_{св} Q_г$ *кГ/час*, где $\gamma_{св}$—содержание сухого воздуха в 1 *м³* влажного. Пользуясь данными приложения II, находим для воздуха, отсасываемого от щеточной машины (состояние *А*), и для воздуха, отсасываемого от весов (состояние *Б*), величины:

$$\gamma^А_{св} = \frac{1}{0{,}903} = 1{,}11 \text{ и } \gamma^Б_{св} = \frac{1}{0{,}810} = 1{,}23 \frac{кГ \text{ (сух. воздуха)}}{м^3 \text{ (вл. воздуха)}}.$$

Следовательно,

$$G^А_{св} = 1{,}11 \cdot 450 = 500 \text{ и } G^Б_{св} = 1{,}23 \cdot 2 \cdot 750 = 1850 \text{ } кГ/час,$$

т. е.

$$z = \frac{G^А_{св}}{G^Б_{св}} = \frac{500}{1850} = 0{,}27.$$

Измерив на диаграмме i-x (приложение III) длину прямой линии, соединяющей точки A и $Б$, находим $l=93$ *мм*; поэтому

$$\alpha=\frac{l}{z+1}=\frac{93}{1,27}=73 \text{ мм}$$ (от точки A) и $\beta=l-\alpha=93-73=20$ *мм* (от точки $Б$).

Найдя по α или β эту точку на прямой $АБ$ ($t_в=+10,5°$; $x_в=0,0083$), мы видим, что $\varphi_B>100\%$, т. е., что конденсация влаги вполне возможна. Поэтому такое соединение воздуховодов нельзя допускать.

Следует отметить, что при решении подобных задач необязательно измерять длину прямой $АБ$; можно, например, выразить l в разности величин влагосодержания воздуха:

$$l_x=x_A-x_Б=0,0192-0,0053=0,0139 \text{ кг/кг (сух. воздуха).}$$

Отсюда

$$\alpha_x=\frac{x_A-x_Б}{z+1}=\frac{0,0139}{1,27}=0,0109 \text{ кг/кг (сух. воздуха);}$$

$$\beta_x=l_x-\alpha_x=0,0139-0,0109=0,003 \text{ кг/кг (сух. воздуха).}$$

Влагосодержание смеси (точка B) равно, следовательно,

$$x_B=x_Б+\beta_x=0,0053+0,003=0,0083 \text{ кг/кг (сух. воздуха).}$$

По пересечению прямой $АБ$ с линией $x_B=0,0083$ находим точку B, положение которой ($\varphi>100\%$) указывает на возможность конденсации влаги в общем воздуховоде.

РАЗДЕЛ ВТОРОЙ

ЭЛЕМЕНТЫ ПРОМЫШЛЕННОЙ АЭРОДИНАМИКИ

Расчет сети вентиляционных воздуховодов состоит главным образом в определении таких размеров поперечных сечений, которые обусловливают удаление или подачу требующегося количества воздуха во всех конечных точках сети при движении его с желательными скоростями.

Определяя размеры сечения воздуховодов, необходимо учитывать влияние всех сопротивлений на пути воздушных потоков, всех особенностей движения воздуха по разветвленным каналам сложной конфигурации и влияние его на частицы сыпучих тел и пыли, вовлекаемых в воздушные потоки.

Методы расчета вентиляционных сетей основаны на выводах теоретической аэрогидродинамики и гидравлики, опирающихся на экспериментальные данные. Под жидкостями, изучаемыми аэрогидродинамикой и гидравликой, в широком смысле принято понимать как капельные жидкости, так и газы, т. е. в частном и наиболее распространенном случае — воздух.

Теоретическая гидродинамика[1], разработка которой была начата в середине XVIII столетия членами Петербургской Академии наук Леонардом Эйлером и Даниилом Бернулли, изучала идеальные жидкости, т. е. жидкости, характеризующиеся отсутствием вязкости и, следовательно, отсутствием трения на поверхности соприкосновения с другими телами, абсолютно подвижные и совершенно несжимаемые, т. е. в природе не наблюдающиеся.

Практическое применение этих выводов в инженерной практике было ограничено до тех пор, пока на основе теоретической гидродинамики не возникла гидравлика, экспериментально изучающая условия движения реальной жидкости, сжимаемой в той или иной степени и имеющей определенную вязкость, несмотря на легкоподвижность частиц.

С возникновением и развитием авиации изучение движения воздуха в различных условиях и действие его на тела, с ним соприкасающиеся, настолько продвинулось вперед трудами отца русской авиации проф. Н. Е. Жуковского (1847—1921) и его ученика акад. С. А. Чаплыгина (1869—1942), что образовалась новая область гидродинамики, называемая аэродинамикой.

Промышленной аэродинамикой принято считать отрасль аэродинамики, изучающую движение воздуха в условиях, встречающихся на промышленных предприятиях, исследующую действие тел на воздушные потоки и действие воздуха на тела, им обтекаемые. Промышленная аэродинамика в современном понимании включает и науку о вентиляторостроении.

Благодаря трудам коллектива советских ученых — работников ЦАГИ К. А. Ушакова, К. К. Баулина, Г. Н. Абрамовича, В. И. По-

[1] Гидродинамика — термин, впервые введенный в науку почетным академиком Петербургской Академии наук Даниилом Бернулли.

ликовского — эта отрасль аэродинамики, возникшая и развивающаяся в СССР, перестала носить исключительно экспериментальный характер и получила прочную теоретическую основу.

Важнейшие и наиболее общие законы физики — закон сохранения массы и закон сохранения и превращения энергии — в применении к струйке жидкости дают основные уравнения промышленной аэродинамики: первый — уравнение неразрывности элементарной струйки и второй — уравнение Д. Бернулли.

ГЛАВА IV

ЗАКОН СОХРАНЕНИЯ МАССЫ И ЭНЕРГИИ В ПРИМЕНЕНИИ К ВЕНТИЛЯЦИОННОЙ ТЕХНИКЕ

10. ЗАКОН СОХРАНЕНИЯ МАССЫ И УРАВНЕНИЕ НЕРАЗРЫВНОСТИ ДВИЖЕНИЯ ЖИДКОСТИ

Открытый великим Ломоносовым закон сохранения массы в применении к элементу движущейся жидкой среды впервые математически был сформулирован Эйлером (в 1755 г.) и является основным для всей механики жидкостей.

При установившемся движении струйка потока имеет не изменяющуюся во времени форму. Выделим элементарную струйку потока и рассмотрим отрезок ее между двумя сечениями A и B (рис. 31), нормальными к оси трубки. Если через сечение A проходит масса жидкости m_1, то, несмотря на то, что в сечении B может быть другая скорость движения потока, проходящая через это сечение, масса m_2 по закону сохранения массы должна быть равна m_1, т. е.



Рис. 31. Элементарные трубка тока и струйка жидкости

$$m_1 = m_2 = m = \text{const}.$$

Действительно, при установившемся движении в любом отрезке трубки не может происходить ни накопления, ни убывания массы, так как при неизменяющейся во времени форме трубки это привело бы к изменению внутри трубки давления плотности жидкости, т. е. вызвало бы уничтожение установившейся формы движения.

При весьма малом сечении трубки скорости во всех точках каждого данного сечения можно считать одинаковыми. Секундный объем жидкости, протекающей через сечение A с площадью f_1, равен $q_1 = f_1 v_1$, а масса этой жидкости, выраженная через плотность ее ρ, равна $m_1 = \rho_1 f_1 v_1$; для сечения B величина $m_2 = \rho_2 f_2 v_2$.

Учитывая постоянство величины масс, протекающих через сечения A и B, получим уравнение неразрывности в следующем общем виде:

$$\rho_1 f_1 v_1 = \rho_2 f_2 v_2 = m = \text{const}. \qquad \text{(IV-1)}$$

В данном случае уравнение неразрывности выражено постоянством расхода массы жидкости. Учитывая, что $\rho = \frac{\gamma}{g}$, уравнение это можно выразить постоянством весового расхода:

$$\gamma_1 f_1 v_1 = \gamma_2 f_2 v_2 = G = \text{const}, \qquad \text{(IV-2)}$$

где γ — удельный вес жидкости в $кГ/м^3$.

Для обычных вентиляционных сетей с давлением ± 200 $кГ/м^2$ и небольшими колебаниями температур (в пределах 20°) можно считать с

достаточной для практических целей точностью $\gamma = \text{const}$; поэтому уравнение неразрывности можно в данном случае, как и для несжимаемых жидкостей, выразить постоянством объемного расхода:

$$f_1 v_1 = f_2 v_2 = Q_c = \text{const}. \qquad \text{(IV-3)}$$

Из этого следует, что скорость движения потока обратно пропорциональна площади поперечного сечения. а для случая наиболее распространенных круглых воздуховодов

$$Q_c = \frac{\pi}{4} D^2 v = 0{,}785 v D^2 \ (м^3/сек) \quad \text{и} \quad \frac{v_1}{v_2} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 \quad \text{при} \quad Q_c = \text{const}.$$

В этом виде уравнение неразрывности, будучи распространенным с отдельной струйки на все сечение воздуховода, обычно и применяют при расчетах вентиляционных сетей.

11. ЗАКОН СОХРАНЕНИЯ ЭНЕРГИИ И УРАВНЕНИЕ Д. БЕРНУЛЛИ В ПРИМЕНЕНИИ К ВЕНТИЛЯЦИОННОЙ ТЕХНИКЕ

Уравнение в общей форме. Наиболее наглядно и просто уравнение Бернулли может быть получено непосредственно из закона сохранения энергии.

Знакомый из курса гидравлики вывод уравнения Бернулли, вполне точный лишь для элементарной струйки потока идеальной тяжелой несжимаемой жидкости при установившемся движении ее (рис. 32), приводит к следующей общеизвестной форме этого уравнения:

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma_1} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma_2} + \frac{v_2^2}{2g}, \qquad \text{(IV-4)}$$

где p — давление, выраженное в $кГ/м^2$ и отсчитываемое от абсолютного вакуума (нуля), которое условимся называть поэтому абсолютным давлением;

v — скорость движения потока, выраженная в $м/сек$.

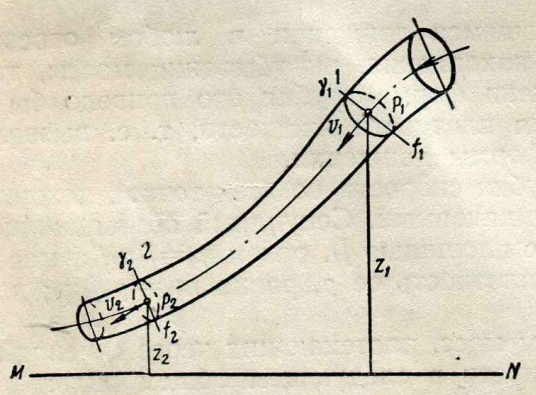


Рис. 32. К уравнению Д. Бернулли

В данной форме все члены уравнения Бернулли представляют собой величину энергии, выраженную в килограммометрах и отнесенную к 1 $кГ$ текущей жидкости. Поэтому единицы измерения каждого члена уравнения в этой форме превратились в линейные (метры) и члены уравнения (IV-4) представляют собой величины высот или напоров, а именно:

z — геометрическая, или нивеллирная, высота, характеризующая потенциальную энергию веса жидкости, определяемую высотой положения ее и равную для 1 $кГ$ жидкости, находящейся на высоте z $м$ от нулевого уровня, z $кГм$;

$\frac{p}{\gamma}$ — статическая, или пьезометрическая[1], высота, характеризующая потенциальную энергию давления жидкости (или газа);

[1] Пьезометрическая от греческого piezó — давлю + metreó — мерю

$\frac{v^2}{2g}$ — скоростная высота, скоростной, или динамический, напор, характеризующий кинетическую энергию $\left(\frac{mv^2}{2}\right)$ каждого килограмма — веса движущейся жидкости, масса которого равна $m = \frac{1}{g}$ $кГ \cdot сек^2/м$.

Сумма этих трех величин высоты, т. е. запаса потенциальной и кинетической энергии, остается по уравнению Бернулли постоянной для всех сечений струйки идеальной жидкости.

Для реальной упругой жидкости — газов, текущих в трубке траекторий с абсолютно теплонепроницаемыми стенками, приведенные в уравнении (IV-4) суммы правой и левой частей уравнения должны быть дополнены величиной внутренней энергии. Эта величина может не быть постоянной для всех сечений трубки (изменение давления, температуры). Если внутренняя энергия 1 $кГ$ жидкости равна U $ккал/кГ$, то, обозначив тепловой эквивалент единицы работы через A $ккал/кГм$, мы можем выразить величину внутренней энергии 1 $кГ$ текущей жидкости в виде $\frac{U}{A}$ $(кГм/кГ = м)$, т. е. также в виде напора.

Для реальной жидкости неизбежны потери энергии, вызываемые сопротивлением движению. Характер и величина этих сопротивлений будут рассмотрены далее. Если в границах отрезка *1—2* происходит потеря ψ $кГм$ энергии на 1 $кГ$ протекающей жидкости, то сумма энергии, поступившей через сечение *1*, должна быть равна сумме энергии, выходящей через сечение *2*, увеличенной на ψ $(кГм/кГ)$. Следовательно, в общем виде для реальной жидкости уравнение (IV-4) можно написать так:

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma_1} + \frac{v_1^2}{2g} + \frac{U_1}{A} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma_2} + \frac{v_2^2}{2g} + \frac{U_2}{A} + \psi. \qquad \text{(IV-5)}$$

Член ψ представляет собой так называемую высоту потерь.

В этой общей форме уравнение Бернулли применимо для капельных и газообразных реальных жидкостей.

Формы уравнения Бернулли в применении к вентиляционным воздуховодам. Уравнение Бернулли строго справедливо лишь для элементарной струйки потока идеальной жидкости при установившемся движении ее, но с достаточной для практических целей точностью это уравнение обобщают на весь установившийся поток, протекающий, например, в вентиляционном воздуховоде.

В применении к вентиляционным воздуховодам общая форма уравнения Бернулли может быть значительно упрощена по следующим соображениям:

1. Значение геометрической высоты для большинства воздуховодов превращается в нуль, так как потенциальная энергия веса воздуха, окруженного воздушной средой такой же плотности, равна нулю (воздух в воздухе такой же плотности ничего не весит). Полагая $z = 0$, мы считаем, следовательно, в обычных расчетах вентиляционных сетей воздух невесомым.

2. Для вентиляционных установок в большинстве случаев можно считать $\gamma = \text{const}$ и в уравнении (IV-5) полагать $\gamma_1 = \gamma_2 = \gamma$.

Действительно, давление в вентиляционных воздуховодах мельниц и элеваторов обычно разнится от атмосферного не больше чем на ± 200 $кГ/м^2$ ($мм$ вод. ст.). Относительная ошибка обычного технического расчета вентиляционных сетей не превышает 5%, точность аэродинамических исследований, на которых основан расчет сетей, не превышает 3%, а ошибка, проистекающая от принятия $\gamma = \text{const}$ при давлениях ± 200 $кГ/м^2$, составляет всего лишь около 2%.

Для сравнения результатов различных расчетов и испытаний вентиляционных установок необходимо вести их при одном и том же удельном весе или приводить к какому-либо одному удельному весу. Таким стандартным удельным весом воздуха принят ныне удельный вес его при давлении 760 *мм* рт. ст., температуре +20° и относительной влажности 50%, равный 1,20 *кГ/м*³. Стандартная плотность воздуха, соответствующая этому удельному весу

$$\rho_{ст}=\frac{\gamma_{ст}}{g}=\frac{1{,}20}{9{,}81}=0{,}122\ кГ\cdot сек^2/м^4.$$

Безоговорочное пользование указанными величинами без введения поправок в конечные результаты возможно, конечно, лишь в пределах степени точности расчета. Если область безоговорочного пользования стандартным удельным весом ограничить температурой от +10 до +30°, то относительная ошибка возрастает до 4,5% при колебаниях влажности от 0 (при 10°) до 100% (при 30°). Следует также учесть, что влияния влажности на удельный вес воздуха при температурах ниже +20° можно не учитывать, так как она изменяет его после этого предела менее чем на 0,01 *кГ/м*³.

3. Если полагать $\gamma=\text{const}$, то соответственно следует считать $U_1=U_2$.

Учитывая все это ($z=0$; $\gamma=\gamma_{ст}=\text{const}$; $U=\text{const}$), мы можем написать уравнение (IV-5) в следующей частной форме:

$$\frac{p_1}{\gamma}+\frac{v_1^2}{2g}=\frac{p_2}{\gamma}+\frac{v_2^2}{2g}+\psi. \qquad \text{(IV-6)}$$

Размерность всех членов уравнения (IV-6), как и уравнения (IV-5) — линейная (метры), так как сумма энергии в данном случае отнесена к 1 *кГ* воздуха.

Для расчета вентиляционных воздуховодов при $\gamma=\text{const}$ удобнее применять такой вид уравнения Бернулли, в котором энергия отнесена не к 1 *кГ*, а к 1 *м*³ воздуха. Для этого достаточно все члены уравнения (IV-6) умножить на γ (*кГ/м*³). При этом получим уравнение:

$$p_1+\frac{\gamma v_1^2}{2g}=p_2+\frac{\gamma v_2^2}{2g}+\gamma\psi, \quad \text{или} \quad p_1+\frac{\rho v_1^2}{2}=p_2+\frac{\rho v_2^2}{2}+\gamma\psi, \qquad \text{(IV-7)}$$

все члены которого имеют размерность давления, выраженного в *кГ/м*², или, что то же, в *мм* вод. ст. [1].

В таком виде каждый член уравнения Бернулли характеризует количество энергии (*кГм*), приходящейся на единицу объема воздуха (*м*³), т. е. так называемую плотность энергии (*кГм/м*³).

Каждый член данного уравнения представляет собой важнейшие в вентиляционной технике понятия:

p — статическое давление, выраженное в *кГ/м*² и характеризующее потенциальную энергию давления воздуха (*кГм/м*³);

$\frac{\rho v^2}{2}=\frac{\gamma v^2}{2g}$ — скоростное, или динамическое, давление в тех же единицах измерения, характеризующее кинетическую энергию массы потока;

$p+\frac{\rho v^2}{2}=p_0$ — общее, или полное, давление, характеризующее суммарное количество энергии в потенциальной и кинетической форме, т. е. величину полного запаса энергии потока;

$\gamma\psi$ — потери давления в *кГ/м*² (*мм* вод. ст.).

---

[1] Следует напомнить, что 1 техн. *атм*=1 *кГ/см*²=10 000 *кГ/м*²=10 *м* вод. ст.=10 000 *мм* вод. ст.; таким образом, 1 *кГ/м*²=1 *мм* вод. ст.

В соответствии с этим необходимо усвоить, что полное давление, характеризующее полную энергию потока, всегда больше статического давления. Разность между полным и статическим давлениями ($p_o - p$) всегда положительна и равна динамическому давлению. Такое положение одинаково справедливо как для нагнетающего, так и для всасывающего воздуховодов, если отсчитывать давление от абсолютного вакуума.

Методически весьма важно правильно и полностью уяснить понятие «статическое давление». Применительно к находящейся в движении жидкости это — давление, которое со всех сторон испытывала бы взвешенная в потоке, бесконечно малая твердая частица, движущаяся вместе с жидкостью без отставания от потока или опережения его. Поэтому статическое давление иногда представляют себе как давление, которое показал бы воображаемый манометр, движущийся вместе с жидкостью. Так как это невозможно, то статическое давление в вентиляционных воздуховодах измеряют с практически достаточной точностью как давление на стенку воздуховода, проделывая в ней небольшое отверстие, к которому присоединяют микроманометр.

В уравнении (IV-7) величины p_1 и p_2 выражают абсолютные статические давления, т. е. отсчитываемые от абсолютного вакуума, в то время как величины $\frac{\rho v_1^2}{2}$ и $\frac{\rho v_2^2}{2}$ всегда представляют собой избыточное над статическим давление.

Практически часто удобнее, чтобы все члены уравнения Бернулли были однородны по своему физическому смыслу и представляли собой избыточное давление или разрежение, т. е. разность между абсолютным давлением в трубе ($p_{тр}$) и атмосферным давлением (p_a):

$$\pm H = p_{тр} - p_a \ кГ/м^2. \qquad \text{(IV-8)}$$

Понятно, что эта разность давлений может иметь и положительный знак (воздух под избыточным давлением, нагнетающий воздуховод) и отрицательный знак (разрежение, всасывающий воздуховод).

Вычитая из правой и левой частей уравнения (IV-7) величину атмосферного давления p_a,

$$p_1 - p_a + \frac{\rho v_1^2}{2} = p_2 - p_a + \frac{\rho v_2^2}{2} + \gamma\psi,$$

мы не нарушим равенства и можем написать уравнение в виде:

$$\pm H_{ст_1} + \frac{\rho v_1^2}{2} = \pm H_{ст_2} + \frac{\rho v_2^2}{2} + H_{пт}, \qquad \text{(IV-9)}$$

где $H_{ст}$ — статическое давление, отсчитываемое от атмосферного давления и могущее поэтому иметь значение избыточного давления ($+H_{ст}$), разрежения ($-H_{ст}$) и нулевого давления ($H_{ст}=0$) при абсолютном статическом давлении в трубе, равном атмосферному ($p=p_a$);

$H_{пт}$ — потерянное давление, или потери его, в $кГ/м^2$ ($мм$ вод. ст.).

Обозначая динамическое давление через $H_д = \frac{\gamma v^2}{2g} = \frac{\rho v^2}{2}$, можно представить уравнение (IV-9) в виде:

$$\pm H_{ст_1} + H_{д_1} = \pm H_{ст_2} + H_{д_2} + H_{пт}. \qquad \text{(IV-10)}$$

Алгебраическую сумму статического и динамического давлений можно назвать относительным общим, или полным, давлением H_o:

$$\pm H_o = \pm H_{ст} + H_д. \qquad \text{(IV-11)}$$

Для всех величин, обозначенных здесь и далее буквой H, был принят в недавнем прошлом термин „напор" ($H_{ст}$ – статический напор, $H_д$ – динамический напор, H_o — общий, или полный, напор, $H_{пт}$ – потери напора).

Широкое применение понятия «напор» в вентиляционной технике было вызвано в прошлом тем обстоятельством, что при всех измерениях в вентиляционных воздуховодах мы фактически отсчитываем при помощи микроманометров величины разности давлений («напоров»), а не абсолютных давлений.

Избегая смешения понятий напора в гидравлике и напора в вентиляционной технике, имеющих различные единицы измерения (*м* — в гидравлике и *кГ/м²* в вентиляции), мы всюду термин «напор» заменяем термином «давление».

Статическим и общим давлением, обозначенным через $H_{ст}$ и H_o, мы будем называть давление, отсчитываемое от атмосферного. Оно представляет собой разность между рассматриваемым давлением и атмосферным, которая может иметь и положительный и отрицательный знаки (избыточное давление и разрежение).

В соответствии с принятыми обозначениями уравнение (IV-10) можно написать:

$$\pm H_{o_1} = \pm H_{o_2} + H_{пт}, \text{ или } (\pm H_{o_1}) - (\pm H_{o_2}) = H_{пт}. \qquad \text{(IV-12)}$$

Последнее уравнение указывает на то, что величина потерь энергии между двумя сечениями может быть выражена алгебраической разностью полных давлений в предыдущем и последующем сечениях воздуховода, считая по направлению движения воздуха.

Этот вывод из уравнения Бернулли следует хорошо усвоить, так как иногда впадают в ошибку, считая величиной потерь разность только лишь статических давлений, несмотря на то, что скорости в рассматриваемых сечениях различны.

Потери давления всегда положительны по своему физическому существу и представляют собой уменьшение запаса энергии, выражаемого в вентиляционной технике в килограммометрах на каждый кубический метр протекающего воздуха, т. е. в *кГ/м²*, или, что то же, в *мм* вод. ст.

Поэтому потери давления можно определять и как арифметическую разность абсолютных значений большей и меньшей величины полного давления $\pm H_o$ в двух рассматриваемых сечениях одного и того же воздуховода (всасывающего или нагнетающего), т. е. в двух таких сечениях, между которыми энергия не подводится к воздуху извне.

12. ПРИМЕНЕНИЕ УРАВНЕНИЯ Д. БЕРНУЛЛИ ДЛЯ АНАЛИЗА РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ДАВЛЕНИЙ ПО ДЛИНЕ ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ ВОЗДУХОВОДОВ

Уравнение Бернулли, будучи написанным для двух сечений, из которых для одного полное давление известно, дает возможность определять величины давлений для второго сечения и проанализировать, таким образом, распределение их по всей вентиляционной сети. Рассмотрим важный вопрос о распределении давлений вдоль осей всасывающего и нагнетающего воздуховодов (рис. 33).

Всасывающий воздуховод постоянного сечения. Предварительно рассмотрим воображаемый воздуховод без потерь давления в нем.

С этой целью напишем уравнение Бернулли для сечений *1* и *2* (см. рис. 33), из которых сечение *1* находится в атмосфере и настолько да-

леко от входа в трубу, что скорость движения воздуха в этом сечении весьма близка к нулю ($v_1=0$); тогда

$$H_{ст_1}+\frac{\rho v_1^2}{2}=-H_{ст_2}+\frac{\rho v_2^2}{2},$$

где знак минус перед $H_{ст_2}$ соответствует наличию разрежения во всасывающей трубе, благодаря которому воздух из атмосферы ($H_{ст_1}=0$) и поступает в воздуховод.

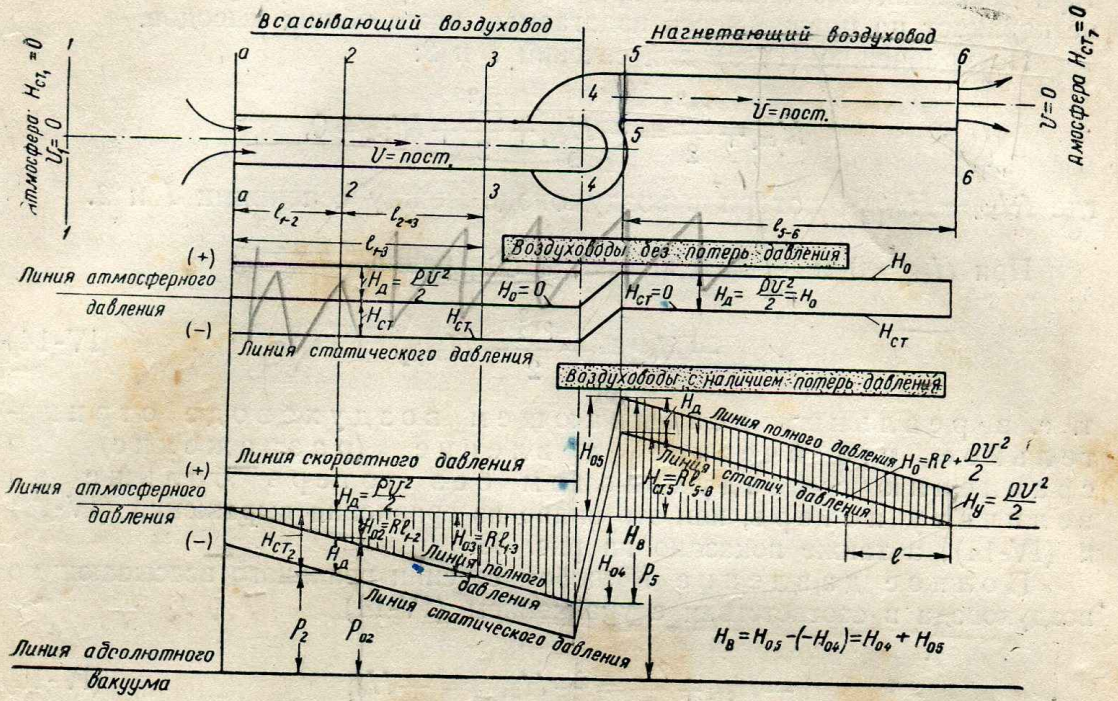


Рис. 33. Распределение давлений вдоль всасывающих и нагнетающих воздуховодов постоянного сечения

Так как для сечения *1* и $H_{ст_1}=0$ (атмосфера) и $\frac{\rho v_1^2}{2}=0$, то

$$H_{0_2}=-H_{ст_2}+\frac{\rho v_2^2}{2}=0,$$

и статическое давление, в данном случае разрежение, равно

$$-H_{ст_2}=-\frac{\rho v_2^2}{2}, \qquad \text{(IV-13)}$$

т. е. скоростному давлению, взятому с обратным знаком. Так как сечение *2* можно расположить в любом месте по длине всасывающего воздуховода, то вывод этот справедлив для всего протяжения этой трубы при условии отсутствия потерь давления.

По своей физической сущности скоростное давление всегда положительно и поэтому на рис. 33 величина его отложена вверх от линии атмосферного давления. Статическое давление в данном случае отрицательно (разрежение) и величина его отложена вниз от этой линии. Полное давление во всасывающем воздуховоде без потерь равно нулю (см. рис. 33), что подтверждается уравнением Бернулли.

После этого пояснительного примера перейдем к рассмотрению реального воздуховода с потерями давления в нем.

Потери давления при движении жидкости в прямолинейном трубопроводе прямо пропорциональны длине его l, как это известно из курса гидравлики, и равны

$$H_{пт}=Rl \ кГ/м^2,$$

где R — потери давления на единицу длины (1 $м$) прямолинейного воздуховода.

Временно, для упрощения рассуждений, мы не будем учитывать потерь давления, возникающих при входе воздуха в трубу, что, однако, не повлияет на правильность излагаемых ниже общих выводов.

По уравнению (IV-9) для сечений *1* и *2*:

$$H_{ст_1}+\frac{\rho v_1^2}{2}=-H_{ст_2}+\frac{\rho v_2^2}{2}+Rl_{1\text{-}2}=0,$$

где $Rl_{1\text{-}2}=H_{пт_{1\text{-}2}}$ — потери в воздуховоде между сечениями *1* и *2*.

При $H_{ст_1}=0$ и $\frac{\rho v_1^2}{2}=0$ величина $H_{ст_2}$ равна

$$-H_{ст_2}=-\frac{\rho v_2^2}{2}-H_{пт_{1\text{-}2}}, \qquad \text{(IV-14)}$$

т. е. в реальном всасывающем воздуховоде отрицательное статическое давление (разрежение) по сравнению с воздуховодом без потерь больше на величину потерь, как это видно из сравнения выражений (IV-13) и (IV-14), а также показано на рис. 33.

Полное давление в любом сечении реального всасывающего воздуховода в соответствии с уравнением (IV-14)

$$-H_{ст_2}+\frac{\rho v_2^2}{2}=-H_{пт_{1\text{-}2}}=-H_{o_2} \qquad \text{(IV-15)}$$

равно по абсолютной величине потерям на протяжении всего воздуховода, начиная от входа в него и до рассматриваемого сечения, но отрицательно по знаку.

В более общей форме полное давление в любом сечении каждого всасывающего воздуховода $H_{о.вс}$ может быть записано по уравнению (IV-15):

$$-H_{о.вс}=-H_{пт.вс}, \qquad \text{(IV-16)}$$

где $H_{пт.вс}$ — потери давления во всасывающей линии.

Как это ясно из выражения (IV-15), отрицательное полное давление во всасывающем воздуховоде по своей абсолютной величине меньше статического ($-H_{ст_2}$) на положительную во всех случаях величину скоростного давления $\left(+\frac{\rho v_2^2}{2}\right)$. Это показано и на рис. 33.

При этом, конечно, абсолютное полное давление (p_{o_2}), т. е. отсчитываемое от линии абсолютного вакуума и характеризующее полную энергию потока, всегда больше абсолютного статического давления (p_2) на величину скоростного давления:

$$p_{o_2}=p_2+H_д>p_2.$$

Величина абсолютного полного давления (p_{o_2}) всегда уменьшается в направлении движения воздуха, что вызвано неизбежной затратой части полной энергии потока на преодоление сопротивлений, возникающих при движении.

Величина относительного полного давления H_{o_3} равна в каждом сечении воздуховода величине потерь давления в нем и растет поэтому по прямой линии в направлении движения воздуха, т. е. прямо пропорционально длине воздуховода, так как $H_{пт}=Rl$.

Потери давления в каком-либо отрезке воздуховода, заключенном между двумя сечениями (например сечениями *2—3*), всегда равны положительной разности абсолютных величин полных давлений в этих сечениях, т. е.

$$H_{пт_{2-3}}=H_{o_3}-H_{o_2}, \qquad \text{(IV-17)}$$

или для прямолинейного воздуховода постоянного сечения:

$$H_{пт_{2-3}}=Rl_{1-3}-Rl_{1-2}=Rl_{2-3}\ кГ/м^2.$$

Необходимо обратить внимание на то, что в сечении отверстия для входа воздуха во всасывающий воздуховод (см. рис. 33) величина полного давления равна нулю (отсутствие потерь), а статическое давление равно скоростному, взятому с обратным знаком (уравнение IV-13 или IV-14 при $H_{пт_{1-2}}=0$).

Нагнетающий воздуховод постоянного сечения. Рассматривая нагнетающий воздуховод без потерь давления, возникающих в собственно воздуховоде, следует, однако, учесть, что воздух, выходя из сечения *6* наружу, теряет всю имевшуюся в кинетической форме энергию, равную

$$H_у=\frac{\rho v_6^2}{2}=\frac{\rho v_5^2}{2}$$

и называемую обычно потерей на удар при выходе наружу или при выхлопе.

Взяв произвольно выбранное на протяжении воздуховода сечение *5* и сечение *7*, находящееся в атмосфере на большом расстоянии от выходного сечения *6* ($v_7=0$), напишем уравнение Бернулли для этих сечений, временно не учитывая потерь давления в воздуховоде:

$$H_{ст_6}+\frac{\rho v_5^2}{2}=H_{ст_7}+\frac{\rho v_7^2}{2}+H_у;$$

$$H_{ст_5}+\frac{\rho v_5^2}{2}=0+0+\frac{\rho v_5^2}{2}.$$

Следовательно, $H_{ст_5}=0$, т. е. статическое давление на всем протяжении нагнетающего воздуховода без потерь в нем равно нулю.

При наличии потерь давления в воздуховоде (Rl_{5-6}) для тех же сечений

$$H_{ст_5}+\frac{\rho v_5^2}{2}=H_{ст_7}+\frac{\rho v_7^2}{2}+H_{пт_{5-7}},$$

$$H_{ст_6}+\frac{\rho v_5^2}{2}=0+0+Rl_{5-6}+\frac{\rho v_5^2}{2},$$

т. е.

$$H_{ст_5}=Rl_{5-6}, \quad \text{или} \quad H_{ст.н}=Rl, \qquad \text{(IV-18)}$$

где $H_{ст.н}$ — статическое давление в любом сечении нагнетающего воздуховода;

l — длина воздуховода, находящегося за любым рассматриваемым сечением (по направлению движения воздуха).

Следовательно, статическое давление на всем протяжении реального нагнетающего воздуховода равно величине потерь в нем (однако без учета потерь на удар при выхлопе).

Полное давление в соответствии с уравнением (IV-11) равно

$$H_{o_5} = H_{ст_5} + H_{д_5} = Rl_{5\text{-}6} + \frac{\rho v_5^2}{2} = Rl_{5\text{-}6} + \frac{\rho v_6^2}{2}, \qquad \text{(IV-19)}$$

т. е. является суммой потерь в следующем за данным сечением воздуховоде и потерь на удар при выходе воздуха в атмосферу.

Так как положение сечения *5* было избрано нами произвольно, то в более общей форме полное давление в любом сечении всякого нагнетающего воздуховода ($H_{о.н}$) можно записать:

$$H_{о.н} = H_{пт.н} + H_у, \qquad \text{(IV-20)}$$

где $H_{пт.н}$ — потери давления в нагнетающем воздуховоде за рассматриваемым сечением.

В правой части рисунка показано, что, в отличие от входного отверстия во всасывающий воздуховод, при выходе воздуха из нагнетающего воздуховода полное давление равно потерям на удар (скоростному давлению в выходном сечении), а статическое давление равно нулю (уравнение IV-18 при $l=0$).

В реальном воздуховоде, как во всасывающем, так и в нагнетающем, абсолютное полное давление (p_o) всегда снижается в направлении течения воздуха.

Полное давление, развиваемое вентилятором. Отрицательная величина полного давления ($-H_o$) во всасывающем воздуховоде растет в направлении движения воздуха, а в нагнетающем воздуховоде положительная величина того же давления ($+H_o$) снижается в том же направлении (см. рис. 33).

Следует помнить, что относительное полное давление (H_o), в отличие от абсолютного полного давления (p_o), характеризует не общую величину количества энергии в единице объема воздуха, а лишь недостаток ($-H_o$) или избыток ($+H_o$) энергии по отношению к атмосферному воздуху.

По пути движения воздуха во всасывающем воздуховоде отрицательное полное давление ($-H_o$), характеризующее недостаток энергии по отношению к атмосферному воздуху, растет, т. е. энергия, соответствующая давлению атмосферного воздуха, расходуется на преодоление сопротивления всасывающего воздуховода. К всасывающему отверстию вентилятора воздух подходит с относительным недостатком общего количества энергии, равным H_{o_4} ($кГм/м^3 = кГ/м^2$), т. е. с полным давлением

$$-H_{o_4} = -H_{о.вс} = -H_{пт.вс}. \qquad \text{(IV-16)}$$

Этот недостаток восполняется вентилятором, который, кроме того, сообщает воздуху дополнительное количество энергии

$$H_{o_6}\ (кГм/м^3 = кГ/м^2),$$

нужное для покрытия потерь давления в нагнетающем воздуховоде ($Rl_{5\text{-}6}$ — в нашем примере) и при выходе из него $\left(H_у = \frac{\rho v_6^2}{2}\right)$.

Пользуясь обозначениями на рис. 33, можно таким образом записать, что вентилятор развивает полное давление ($H_в$), складывающее-

ся из требующегося для покрытия потерь во всасывающем воздуховоде (H_{o_4}) и необходимого для преодоления потерь в нагнетающей линии (H_{o_5}), т. е.

$$H_в = H_{o_4} + H_{o_5}.$$

Следовательно, полное давление, развиваемое вентилятором, равно сумме абсолютных значений полных давлений в конце всасывающей линии ($H_{o.вс}$) и в начале нагнетающей линии ($H_{o.н}$).

В принятых ранее общих обозначениях (выражения IV-16 и IV-20) полное давление, развиваемое вентилятором,

$$H_в = |H_{o.вс}| + |H_{o.н}| = H_{пт.вс} + H_{пт.н} + H_у \qquad \text{(IV-21)}$$

и расходуется на преодоление сопротивлений во всасывающей линии ($H_{пт.вс}$), нагнетающей линии ($H_{пт.н}$) и покрытие потерь на удар при выходе воздуха в атмосферу ($H_у$).

Прямые скобки в выражении IV-21 указывают на то, что в нем учитываются только абсолютные величины $H_{o.вс}$ и $H_{o.н}$; это правильно, например, для наиболее распространенного случая работы вентилятора, изображенного на рис. 33, т. е. при всасывании из атмосферы и нагнетании в нее. В более общем виде, если учитывать знаки при $H_{o.вс}$ и $H_{o.н}$, величина полного давления, которое должен развивать вентилятор [1]:

$$H_в = H_{o_5} - (-H_{o_4}) = H_{o.н} - H_{o.вс},$$

т. е. алгебраической разности значений полных давлений в начале нагнетающей и в конце всасывающей линий, присоединенных к нему.

Воздуховоды переменного сечения. Для воздуховодов постоянного сечения, изображенных на рис. 33, статическое давление является величиной отрицательной, если они являются всасывающими ($-H_{ст}$), и положительной, если они представляют собой нагнетающие воздуховоды ($+H_{ст}$); как в тех, так и в других воздух перемещается из области бо́льших абсолютных статических давлений (p) в область ме́ньших статических давлений (отрицательный градиент давления).

Однако в тех случаях, когда воздуховоды расширяются в направлении движения [2] (рис. 34), в нагнетающих линиях может наблюдаться отрицательное статическое давление ($-H_{ст}$), т. е. разрежение; кроме того, воздух может перемещаться из области меньших абсолютных статических давлений (p) в область бо́льших.

Определим известным нам способом величину статического давления в начале, т. е. в сечении *1*, расширяющегося воздуховода, присоединенного к нагнетающему отверстию вентилятора; с этой целью напишем уравнение Бернулли для сечений *1* и *2*:

$$H_{ст_1} + H_{д_1} = H_{ст_2} + H_{д_2} + H_{пт_{1-2}} = H_{ст_2} + H_{пт.о},$$

где

$$H_{пт.о} = H_{пт_{1-2}} + \frac{\rho v_2^2}{2} = H_{пт_{1-2}} + H_у$$

представляет собой общую сумму потерь в нагнетающей линии.

Но так как $H_{ст_2} = 0$ (уравнение IV-18 при $l = 0$), то искомая величина

$$H_{ст_1} = H_{пт.о} - H_{д_1}. \qquad \text{(IV-22)}$$

---

[1] Величина полного давления, которое может развить вентилятор той или иной конструкции и определенных размеров, а также при различных числах оборотов рабочего колеса, рассмотрена в разделе VI.

[2] Такие воздуховоды называются диффузорами.

Таким образом, в нагнетающем воздуховоде возможно наличие разрежения (т. е.— $H_{ст}$), если общие потери в нагнетающей линии меньше динамического давления в начале воздуховода.

Так как отрицательное статическое давление в начале воздуховода обращается в конце его в нуль ($H_{ст_2}=0$), воздух, следовательно, перемещается из области меньших абсолютных статических давлений в область бóльших.

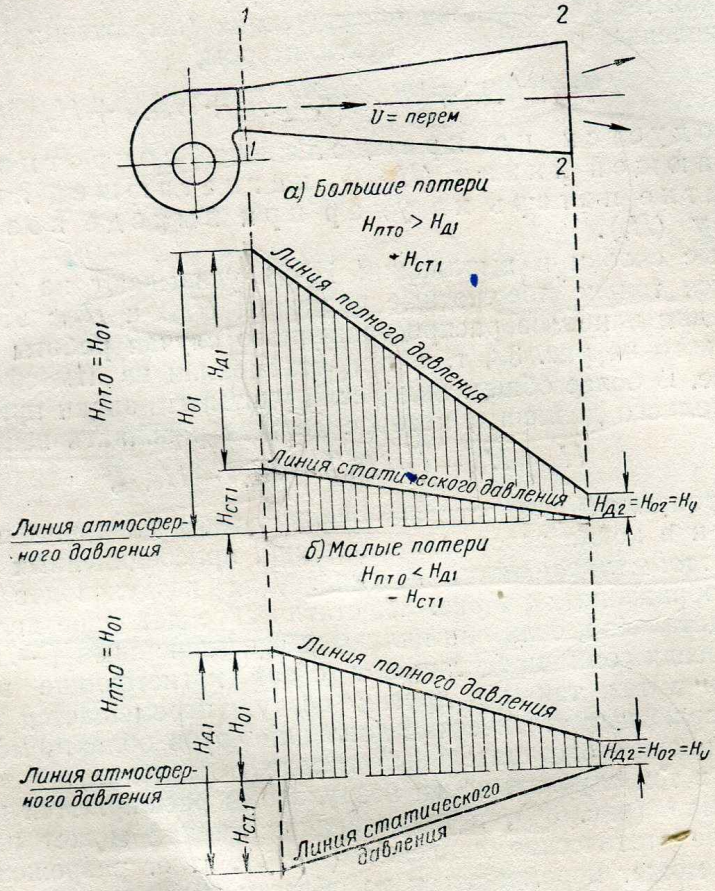


Рис. 34. Распределение давлений в нагнетающем расширяющемся воздуховоде при различной величине потерь давления

Возможность наличия отрицательного статического давления ($-H_{ст}$) в нагнетающем воздуховоде определяется соотношением между величинами общих потерь в линии и скоростного давления: разрежение возможно при малых потерях и большой скорости входа воздуха в расширяющийся воздуховод, т. е. при большом количестве энергии в кинетической форме, с избытком достаточном для покрытия всех потерь в нагнетающей линии.

Таким образом, в расширяющихся воздуховодах может возникнуть положительный градиент давления.

Пример I. Требуется построить линии статического, скоростного и полного давлений для расширяющегося нагнетающего воздуховода (см. рис. 34), через который протекает $Q_ч=6000$ *м³/час* воздуха при размерах сечений *1*—300×300 *мм²* и *2* — круглого с диаметром 600 *мм*. Потери в воздуховоде ($H_{пт_{1-2}}$) равны 25 *кГ/м²*, а давления условимся считать изменяющимся между сечениями *1* и *2* по прямой линии.

▲ По уравнению (IV-22):

$$H_{ст_1}=H_{пт.\,о}-H_{д_1}=H_{пт_{1-2}}+H_у-H_{д_1}=H_{пт_{1-2}}+H_{д_2}-H_{д_1}.$$

Определим величины $H_{д_1}$ и $H_{д_2}$; для этого найдем:

$$v_1=\frac{Q_ч}{3600F_1}=\frac{6000}{3600\cdot 0,3\cdot 0,3}=18,5\ м/сек;$$

$$v_2=\frac{Q_ч}{3600F_2}=\frac{4Q_ч}{3600\cdot\pi D_2^2}=\frac{Q_ч}{2820D_2^2}=\frac{6000}{2820\cdot 0,6^2}=5,95\ м/сек;$$

$$H_{д_1}=\frac{0,122.18,5^2}{2}=21,0\ кГ/м^2;\qquad H_{д_2}=0,061\cdot 5,95^2=2,2\ кГ/м^2.$$

Следовательно,

$$H_{ст_1}=25,0+2,2-21,0=6,2\ кГ/м^2;$$

$$H_{о_1}=H_{ст_1}+H_{д_1}=6,2+21,0=27,2\ кГ/м^2;$$

$$H_{о_2}=H_{ст_2}+H_{д_2}=0+2,2=2,2\ кГ/м^2.$$

На основе этих данных строим линии давления, как это показано на рис. 34,*а*.

Пример II. Требуется построить в соответствии с условиями примера I линии давления, но при уменьшенных потерях в воздуховоде, равных 10 $кГ/м^2$.

$$\blacktriangle H_{ст_1}=10,0+2,2-21,0=-8,8\ кГ/м^2;$$

$$H_{о_1}=H_{ст_1}+H_{д_1}=-8,8+21,0=12,2\ кГ/м^2;$$

$$H_{о_2}=H_{ст_2}+H_{д_2}=0+2,2=2,2\ кГ/м^2.$$

Построенные на основе этих данных линии давления показаны на рис. 34,*б*.

Рассчитанные в примерах линии статических давлений указывают на то, что перемещение воздуха может происходить и в направлении снижения абсолютного статического давления и в направлении повышения его (см. рис. 34,*б*), но при неизбежном снижении полного давления в направлении движения воздуха. Из этого следует, что воздух всегда перемещается из области бóльших полных давлений в область меньших полных давлений, что является следствием неизбежных потерь энергии при движении воздуха.

Необходимо отметить, что применение выхлопного раструба вместо воздуховода постоянного сечения уменьшает при $Q=\text{const}$ величину давления, которое должен развивать вентилятор ($H_в$), и, следовательно, уменьшает величину мощности, требующейся для привода вентилятора, которая пропорциональна $H_в$. Уменьшение потребной величины $H_в$ происходит в результате преобразования скоростного давления в статическое, расходуемое на преодоление потерь.

13. ИЗМЕРЕНИЕ МАЛЫХ РАЗНОСТЕЙ ДАВЛЕНИЙ И СКОРОСТЕЙ ДВИЖЕНИЯ ВОЗДУХА

Знакомство со способами измерения воздушных потоков и овладение ими на практике существенно помогает получению правильного представления о статическом, полном и скоростном давлениях.

Для измерения давлений в вентиляционных воздуховодах необходимо располагать микроманометром, т. е. манометром, пользуясь которым измеряют малые разности давлений (обычно от 0,01 до 500 $кГ/м^2$), и приемником статического или полного давления.

В качестве микроманометров чаще всего используют то или иное видоизменение обычной U-образной трубки, заполненной подкрашенным спиртом, а в качестве приемников давления — пневмометрические трубки, подобные известным из курса гидравлики трубкам Пито[1], или отверстие в стенке.

[1] Названы по имени ученого, впервые (1732—1733 гг.) применившего их.

Общая схема измерений в вентиляционных воздуховодах показана на рис. 35. Фактически, обычно измеряют не абсолютную величину статического или полного давления, а разности между давлением в трубе ($p_{тр}$) и атмосферным давлением (p_a), т. е. относительную величину давления, обозначенную символом:

$$\pm H = p_{тр} - p_a \ кГ/м^2. \qquad (IV\text{-}8)$$

Скоростное давление определяют на основе использования уравнения Бернулли, т. е. измеряют так же, как разность давлений, в данном

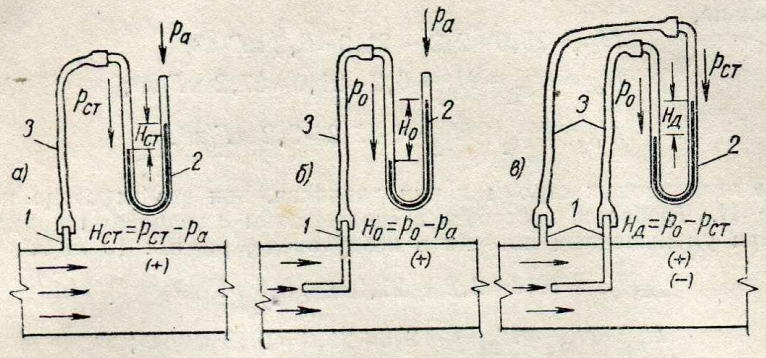


Рис. 35. Схема измерения давлений в вентиляционных воздуховодах:
а—статического; *б*—полного; *в*—скоростного; *1*—приемники давления; *2*—микроманометры; *3*—резиновые трубки

случае полного и статического (см. рис. 35,*в*); для этого требуются два различных приемника давления.

Основной метод измерения скорости движения воздуха в вентиляционных воздуховодах — определение ее по величине скоростного давления:

$$v = \sqrt{\frac{2H_д}{\rho}} \ м/сек. \qquad (IV\text{-}23)$$

Остальные методы (при помощи анемометров крыльчатых и чашечных, электроанемометров и других приборов), лишь коротко описанные

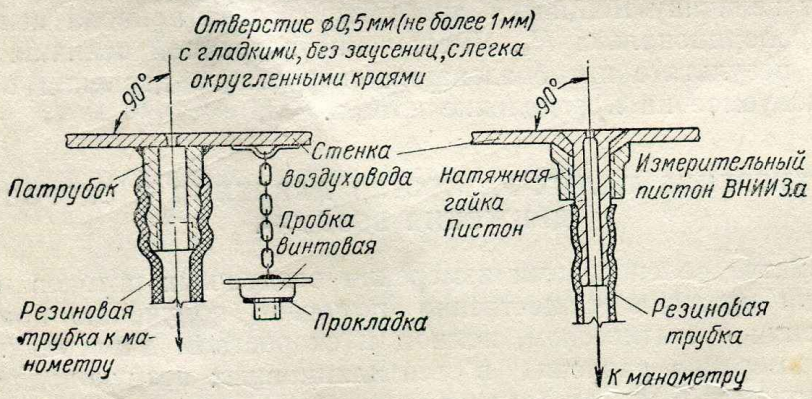


Рис. 36. Отверстия в стенке воздуховода, используемые в качестве приемников статического давления:
слева—патрубок; справа—пистон ВНИИЗ для измерений в неподготовленных воздуховодах

ниже, являются вспомогательными, применяемыми значительно реже, для определений вне воздуховодов или для измерения весьма малых скоростей движения воздуха.

Измерение статического давления в воздуховодах. Как указывалось, приемником статического давления может служить отверстие в стенке воздуховода (рис. 36).

В воздуховодах, в которых происходят отложения пыли или образуются корки теста, использовать отверстия в стенке в качестве приемников статического давления не следует даже при условии предварительной их прочистки проволокой. Прямолинейность потока над отверстиями в таких воздуховодах может настолько нарушиться, что результаты измерений окажутся недостоверными.

Если внутренние стенки воздуховода шероховаты и в нем имеются отложения пыли, а также не вполне равномерно распределено статическое давление по сечению трубы, в качестве приемника давления следует применять так называемые пневмометрические трубки (статические зонды).

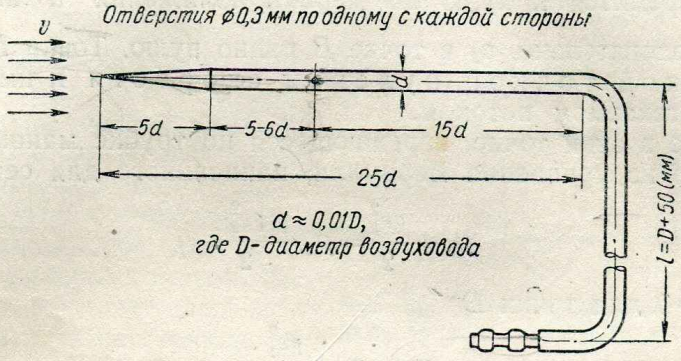


Рис. 37. Статический зонд — пневмометрическая трубка для измерений статического давления в воздуховодах

Показанный на рис. 37 статический зонд (аэродинамический крючок) представляет собой изогнутую под углом в 90° трубку с наружным диаметром 3—6 *мм*, с закрытым наглухо обтекаемым концом и двумя небольшими отверстиями диаметром 0,3÷0,5 *мм*; эти отверстия высверлены на расстоянии 5÷6 наружных диаметров от начала цилиндрической части трубки. Носик зонда может быть сделан не только коническим, но и сферическим, что несколько укорачивает трубку.

Такого рода трубка может быть установлена в любой точке поперечного сечения воздуховода по его диаметру. Если в стенках воздуховода сделаны два отверстия с взаимно перпендикулярными осями, то статическое давление можно измерить по двум взаимно перпендикулярным диаметрам. Во многих случаях это вполне достаточно для характеристики распределения давления по всему поперечному сечению.

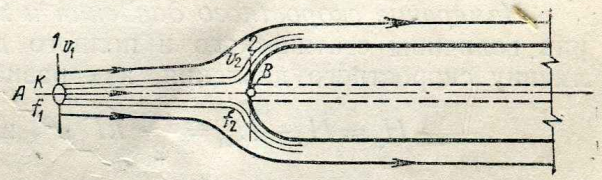


Рис. 38. Критическая точка нулевой скорости у носика трубки Пито

Из большого количества разнообразных конструкций приемников статического давления мы ограничиваемся описанными, наиболее распространенными в производственной и лабораторной практике.

Измерение полного давления в воздуховодах. Полное давление измеряют также пневмометрической трубкой, но с отверстием, открытым против скорости потока (см. рис. 35).

Для рассмотрения принципа действия этой трубки используем уравнение Бернулли. Вокруг линии тока *AB* (рис. 38), подходящей к закругленному носику трубки по нормали, а также вокруг оси, очертим бесконечно малый контур *K*, чтобы получить элементарную струйку потока.

Такая струйка по мере приближения к носику трубки будет расширяться и после соприкосновения растекаться по ее поверхности, приобретая конечные размеры своего сечения.

Если взять два сечения *1* и *2*, из которых первое находится настолько далеко от измерительной трубки, что она не изменяет условий течения потока, а второе — у самого носика трубки, то уравнение неразрывности может быть написано:

$$f_1 v_1 = f_2 v_2 \quad \text{или} \quad \frac{v_2}{v_1} = \frac{f_1}{f_2}.$$

Поскольку взятый нами контур K бесконечно мал, постольку отношение $\frac{f_1}{f_2}$ стремится к нулю по мере приближения к измерительной трубке и, следовательно, v_2 в точке B равно нулю. Точка B называется критической точкой нулевой скорости и имеется в каждом теле, обтекаемом потоком.

Давление в этой точке, передающееся по трубке манометру, может быть найдено из уравнения Бернулли, написанного для сечений *1* и *2*:

$$p_1 + \frac{\rho v_1^2}{2} = p_2 + \frac{\rho v_2^2}{2}.$$

При $v_2 = 0$ для точки B

$$p_2 = p_1 + \frac{\rho v_1^2}{2}. \qquad \text{(IV-24)}$$

Давление в критической точке равно, следовательно, полному давлению в сечении *1*, т. е. превышает статическое давление на величину скоростного давления.

Так как на открытый конец U-образной трубки манометра действует атмосферное давление, то разность уровней жидкости укажет величину относительного общего давления $H_o = H_{ст} + H_д$.

Трубка Пито, так же как и статический зонд, чувствительна к скосу потока: при отклонении на 10° она дает уменьшение полного давления до 3% от значения скоростного давления (при сферическом носике трубки с отверстием, равным 0,3 наружного диаметра трубки).

Измерение скоростного давления и местной скорости воздуха. Измерив величины статического и полного давлений, мы можем найти величину скоростного давления, как разность их:

$$H_д = H_o - H_{ст} = \frac{\rho v^2}{2} \ кГ/м^2, \text{ или } мм \text{ вод. ст.} \qquad \text{(IV-25)}$$

По величине динамического давления можно определить скорость движения воздуха (IV-23) в той точке поперечного сечения воздуховода, в которой установлено отверстие трубки Пито:

$$v = \sqrt{\frac{2H_д}{\rho}} = 1{,}41\sqrt{\frac{H_д}{\rho}} \ м/сек. \qquad \text{(IV-26)}$$

Эта величина представляет собой не среднюю по всему сечению, а лишь местную скорость движения воздуха в одной точке поперечного сечения воздуховода.

Для стандартного воздуха

$$v = 1{,}41\sqrt{\frac{H_д}{0{,}122}} = 4{,}04\sqrt{H_д}. \qquad \text{(IV-27)}$$

В ориентировочных расчетах можно пользоваться выражениями:

$$v \approx 4\sqrt{H_д} \ м/сек, \quad \text{или} \quad H_д \approx \left(\frac{v}{4}\right)^2. \qquad \text{(IV-28)}$$

Погрешность этих выражений применительно к воздуху, по состоянию, близкому к стандартному, как видно из сравнения с выражением (IV-27), весьма невелика (—1%); с погрешностью до ±5% выражение (IV-28) можно применять в отношении воздуха любой влажности с температурой от —10 до +35°.

Осуществление схемы измерения скоростного давления, показанное на рис. 35, хотя и возможно, но практически неудобно; более удобна известная в течение полувека комбинированная пневмометрическая трубка (рис. 39). Она представляет собой сочетание статического зонда с трубкой Пито: по оси трубки проходит канал, соединенный с одной стороны с отверстием в носике для восприятия полного давления, а с другой с тубусом, помеченным знаком плюс, для присоединения к микроманометру. На трубку Пито надет круглый кожух, в котором на расстоянии $3d$ от носика прорезана узкая щель, шириной не более 1 *мм*, для восприятия статического давления. Полость между телом трубки Пито и наружной трубкой соединена при помощи второй трубки, проходящей в державке, с тубусом, помеченным знаком минус; присоединяя тубусы резиновыми смычками к обоим коленам

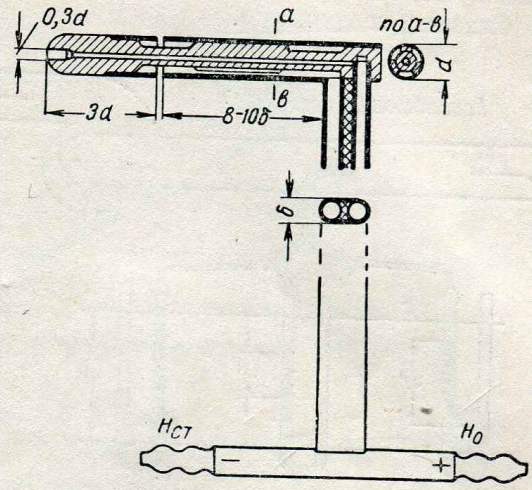
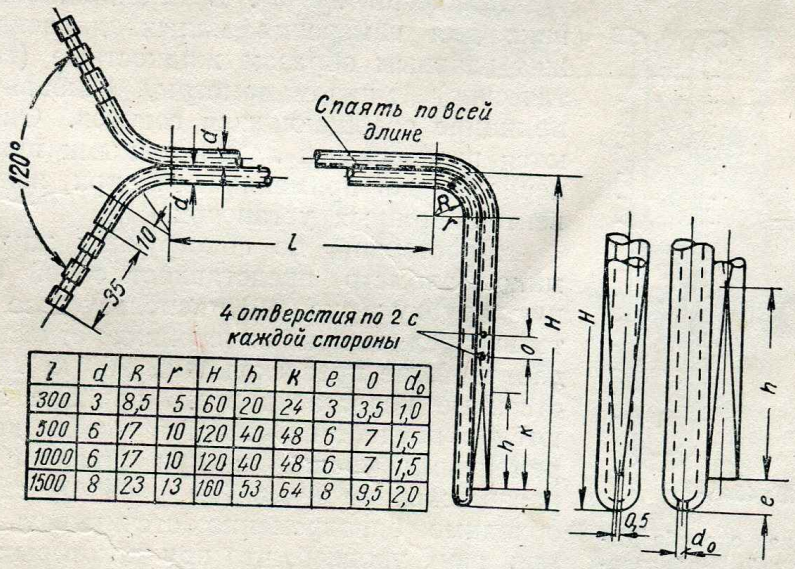


Рис. 39. Комбинированная пневмометрическая трубка с полусферической головкой



l	d	R	r	H	h	K	e	0	d_0
300	3	8,5	5	60	20	24	3	3,5	1,0
500	6	17	10	120	40	48	6	7	1,5
1000	6	17	10	120	40	48	6	7	1,5
1500	8	23	13	160	53	64	8	9,5	2,0

Рис. 40. Комбинированная пневмометрическая трубка МИОТ

микроманометра, мы получим на нем показания скоростного давления, производя таким образом вычитание статического давления из полного. Трубка ЦАГИ имеет такую же форму, отличаясь от изображенной на рис. 39 лишь конструкцией соединения головки с ручкой.

Конструктивно более проста в изготовлении комбинированная пневмометрическая трубка Московского института охраны труда (автор Д. В. Нагорский). Она представляет собой две спаянные по всей длине

пневмометрические трубки: статический зонд и трубку Пито (рис. 40) с внутренним диаметром от 1 до 4 *мм* при длине державки от 300 до 1500 *мм*. Менее высокие аэродинамические качества трубки МИОТ требуют тарирования ее, например по эталону, в качестве которого может быть принята трубка ЦАГИ, имеющая поправочный коэффициент, весьма близкий к единице.

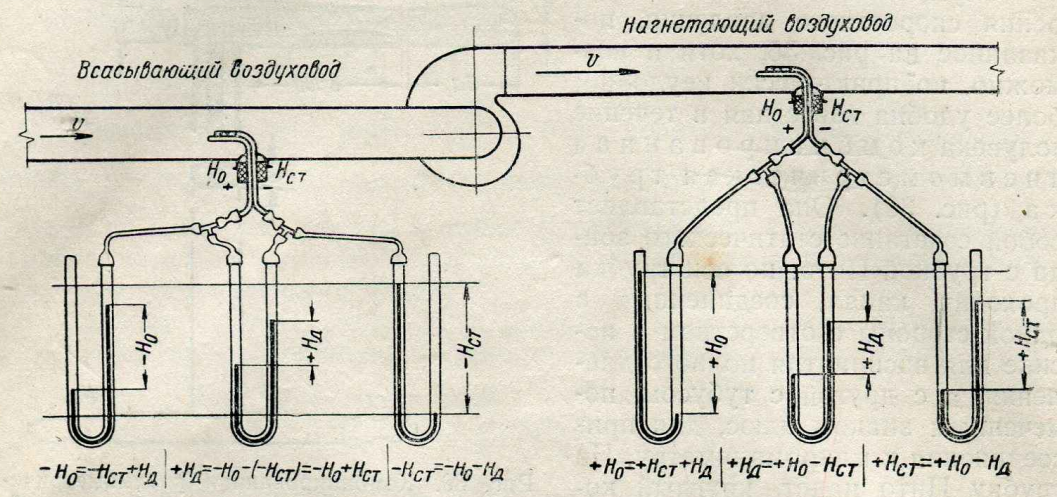


Рис. 41. Схемы присоединения комбинированных пневмометрических трубок к микроманометрам для одновременного отсчета полного (H_0), статического ($H_{ст}$) и скоростного ($H_д$) давлений

Схема присоединения комбинированной трубки к трем микроманометрам для одновременного отсчета трех величин ($H_о$, $H_{ст}$, $H_д$) показана на рис. 41.

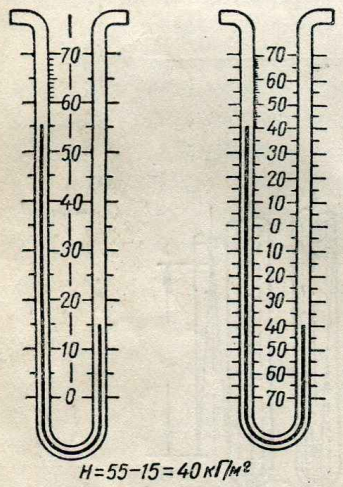


Рис. 42. Два способа отсчета показаний U-образного микроманометра:

слева—при шкале с нижним расположением нуля; справа—при среднем расположении нуля

Микроманометры. В вентиляционной технике для измерения малых давлений служат главным образом жидкостные (гидростатические) микроманометры, основанные на принципе сообщающихся сосудов. Они являются переносными лабораторными приборами, периодически применяемыми при испытаниях вентиляционных установок.

Простейший по конструкции жидкостный микроманометр представляет собой U-образную трубку (рис. 42), используемую сравнительно редко при измерениях относительных давлений, не превосходящих 200 *кГ/м²*. Существенные недостатки этого прибора заключаются в неудобстве отсчетов между двумя переменными уровнями: при шкале с нижним расположением нуля (см. рис. 42, слева) необходимо одновременно отсчитывать положения двух уровней, что при некоторых колебаниях их вносит значительные неточности. При шкале со средним расположением нуля (см. рис. 42, справа) отсчет можно вести по одному из уровней, но внутренний диаметр должен быть точно одинаков и тщательно проверен по всей длине U-образной трубки, связанной со шкалой. Однако точность отсчетов при этом почти не увеличивается, так как при среднем расположении нуля вдвое возрастает цена одного деления.

Шкалу с нижним расположением нуля следует применять при отсутствии колебаний давлений, а шкалу со средним расположением нуля

только при неустойчивости давлений во времени. В том и другом случае U-образный микроманометр заполняют жидкостью до среднего уровня.

Неудобства и неточность отсчетов между двумя переменными уровнями легко устраняются заменой одного из колен U-образной трубки

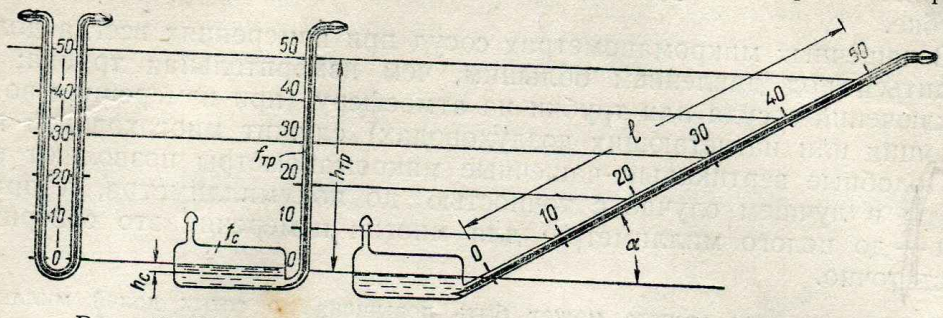


Рис. 43. Развитие конструкции U-образной трубки (слева): чашечный микроманометр (посредине) и микроманометр с наклонной трубкой (справа)

плоским сосудом (рис. 43, посредине) с площадью поперечного сечения f_c, в несколько сот раз превосходящей площадь просвета узкой стеклянной трубки. Отсчет высоты столба жидкости с достаточно большой точностью можно вести только по повышению уровня жидкости в трубке ($h_{тр}$), не учитывая снижения его в сосуде (h_c).

В самом деле, объем жидкости, перемещающийся под влиянием избыточного давления из резервуара в трубку ($f_c h_c$), равен объему жидкости в трубке ($f_{тр} h_{тр}$), поднявшемуся по отношению к тому же нулевому уровню, т. е. $f_c h_c = f_{тр} h_{тр}$, или $h_c = h_{тр} \frac{f_{тр}}{f_c}$.

Если, например, $f_{тр}$: $f_c = \frac{1}{200} = 0{,}005$, как это действительно имеет место в подобных микроманометрах, то снижение уровня жидкости в сосуде $h_c = 0{,}005\, h_{тр}$ составляет всего лишь полпроцента по отношению к высоте подъема жидкости в измеряющей трубке микроманометра. Величина эта настолько мала, что ею можно пренебречь при обычных технических измерениях. При более точных измерениях не трудно внести поправку, учитывающую величину h_c, зная, что полная разность уровней жидкости

$$H = h_{тр} + h_c = h_{тр} + h_{тр} \frac{f_{тр}}{f_c} =$$

$$= h_{тр} \left(1 + \frac{f_{тр}}{f_c}\right) = m h_{тр}. \qquad \text{(IV-29)}$$

В приведенном примере $H = 1{,}005\ h_{тр}$.

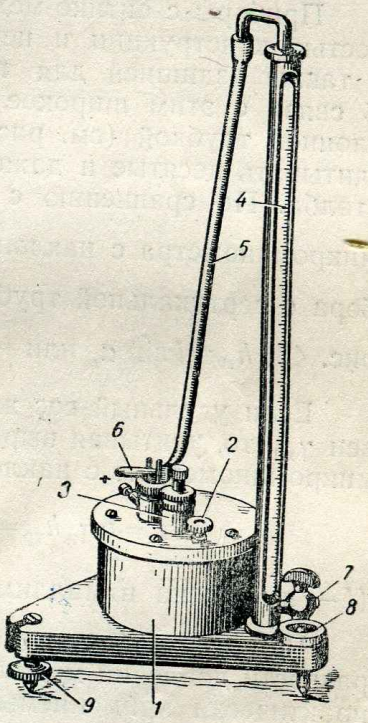


Рис. 44. Вертикально-чашечный манометр типа МВО-400:

1—сосуд; *2*—пробка, закрывающая отверстие, через которое заливают сосуд жидкостью; *3*—устройство для установки на нуль; *4*—стеклянная трубка со шкалой; *5*—резиновая соединительная трубка; *6*—многоходовой кран; *7*—спускной кран; *8*—шаровой уровень; *9*—винтовые ножки

Внешний вид такого вертикально-чашечного микроманометра типа МВО-400, изготовляемого нашими заводами для измерения давлений до 400 *кГ/м²* и имеющего поправочный множитель $m = 1{,}00173$, показан на рис. 44. Шкалу этого микроманометра градуируют в *кГ/м²* (*мм* вод. ст.) в расчете на спирт с удельным весом

только при неустойчивости давлений во времени. В том и другом случае U-образный микроманометр заполняют жидкостью до среднего уровня.

Неудобства и неточность отсчетов между двумя переменными уровнями легко устраняются заменой одного из колен U-образной трубки

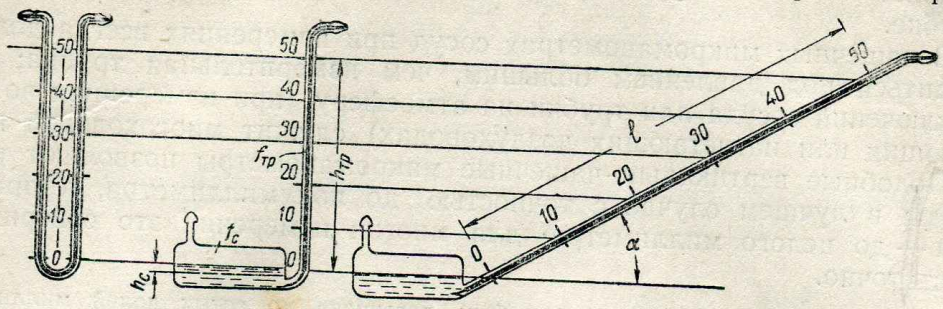


Рис. 43. Развитие конструкции U-образной трубки (слева): чашечный микроманометр (посредине) и микроманометр с наклонной трубкой (справа)

плоским сосудом (рис. 43, посредине) с площадью поперечного сечения f_c, в несколько сот раз превосходящей площадь просвета узкой стеклянной трубки. Отсчет высоты столба жидкости с достаточно большой точностью можно вести только по повышению уровня жидкости в трубке ($h_{тр}$), не учитывая снижения его в сосуде (h_c).

В самом деле, объем жидкости, перемещающийся под влиянием избыточного давления из резервуара в трубку ($f_c h_c$), равен объему жидкости в трубке ($f_{тр} h_{тр}$), поднявшемуся по отношению к тому же нулевому уровню, т. е. $f_c h_c = f_{тр} h_{тр}$, или $h_c = h_{тр} \frac{f_{тр}}{f_c}$.

Если, например, $f_{тр}: f_c = \frac{1}{200} = 0{,}005$, как это действительно имеет место в подобных микроманометрах, то снижение уровня жидкости в сосуде $h_c = 0{,}005\, h_{тр}$ составляет всего лишь полпроцента по отношению к высоте подъема жидкости в измеряющей трубке микроманометра. Величина эта настолько мала, что ею можно пренебречь при обычных технических измерениях. При более точных измерениях не трудно внести поправку, учитывающую величину h_c, зная, что полная разность уровней жидкости

$$H = h_{тр} + h_c = h_{тр} + h_{тр} \frac{f_{тр}}{f_c} = h_{тр}\left(1 + \frac{f_{тр}}{f_c}\right) = m h_{тр}. \qquad \text{(IV-29)}$$

В приведенном примере $H = 1{,}005\ h_{тр}$.

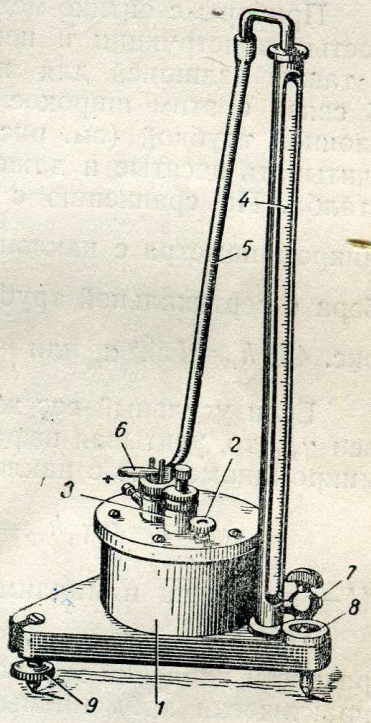


Рис. 44. Вертикально-чашечный манометр типа МВО-400:

1—сосуд; *2*—пробка, закрывающая отверстие, через которое заливают сосуд жидкостью; *3*—устройство для установки на нуль; *4*—стеклянная трубка со шкалой; *5*—резиновая соединительная трубка; *6*—многоходовой кран; *7*—спускной кран; *8*—шаровой уровень; *9*—винтовые ножки

Внешний вид такого вертикально-чашечного микроманометра типа МВО-400, изготовляемого нашими заводами для измерения давлений до 400 *кГ/м²* и имеющего поправочный множитель $m = 1{,}00173$, показан на рис. 44. Шкалу этого микроманометра градуируют в *кГ/м²* (*мм* вод. ст.) в расчете на спирт с удельным весом

$\gamma_ж = 0{,}80$. Устройство для установки на нуль представляет собой находящийся в резервуаре и частично погруженный в жидкость цилиндр; подъем или опускание его при помощи винта с сальниковым уплотнением позволяет изменять уровень жидкости в сосуде и, следовательно, в трубке.

В чашечных микроманометрах сосуд при измерениях всегда должен находиться под давлением бо́льшим, чем измерительная трубка; для переключений сосуда или трубки на атмосферу (при измерениях во всасывающих или нагнетающих воздуховодах) служит многоходовой кран.

Подобные вертикально-чашечные микроманометры позволяют вести отсчеты в лучшем случае с точностью до полумиллиметра, а практически — до целого миллиметра; для многих измерений это совершенно недостаточно.

Степень точности отсчета может быть повышена до сотых долей миллиметра при помощи оптического приспособления, представляющего собой комбинацию лупы с вогнутым зеркалом и закрепленного на каретке, которая передвигается по микрометрическому винту. Такие вертикально-чашечные микроманометры (типа АЛД) выпускаются для измерений до 160 *мм* вод. ст. с ценой деления 0,05 *мм* вод. ст.

Приборы с оптико-механической системой отсчета отличаются сложностью конструкции и непригодностью для пульсирующих давлений[1], а также излишней для практических целей повышенной точностью. В связи с этим широкое применение получили микроманометры с наклонной трубкой (см. рис. 43, справа), позволяющие так же точно отсчитывать десятые и даже несколько сотых долей миллиметра водяного столба. По сравнению с чашечным микроманометром длина l шкалы микроманометра с наклонной трубкой в $\frac{1}{\sin\alpha}$ раз больше шкалы прибора с вертикальной трубкой ($h_{тр}$). Действительно, как это показано на рис. 43, $h_{тр} = l \sin\alpha$, или $\frac{l}{h_{тр}} = \frac{1}{\sin\alpha}$.

Если удельный вес жидкости, которой заполнен микроманометр, равен $\gamma_ж$, то, учитывая выражение (IV-29), разность давлений, измеряемая микроманометром с наклонной трубкой, будет равна:

$$H = m\gamma_ж h_{тр} = m\gamma_ж l \sin\alpha \ кГ/м^2, \text{ или } мм \text{ вод. ст.} \qquad \text{(IV-30)}$$

(l — выражена в миллиметрах).

Чем меньше угол α наклона трубки микроманометра, тем меньшие разности давлений можно отсчитать невооруженным глазом; наименьшие практически применяемые значения $\sin\alpha$ равны 0,10 и реже 0,05, что соответствует десяти- и двадцатикратному увеличению цены одного деления по сравнению с вертикально-трубчатыми манометрами.

В конструктивном отношении существенно различаются простые микроманометры с постоянным углом наклона трубки и значительно более сложные, но практически удобные микроманометры с переменным углом наклона трубки.

Из нескольких разновидностей микроманометров с постоянным углом наклона трубки наиболее распространена конструкция, изображенная на рис. 45. Она представляет собой стеклянный сосуд *1* с впаянной в него трубкой *2*, монтированные на деревянной колодке, которая снабжена двумя ушками *3* и *4* для подвеса на вертикальную стенку специального щитка или здания. Ушко *3* перемещается по высоте и должно быть после подвеса на стену закреплено бараш-

[1] Известны и более сложные приборы с гасителями колебаний отсчитываемого уровня жидкости в виде включаемых между резервуаром и трубкой капилляров различной длины.

ком *5* так, чтобы уровень *6* указывал точно горизонтальное положение прибора. После этого нуль передвижной шкалы *7* должен быть установлен по уровню жидкости в трубке.

Шкалу микроманометров градуируют обычно в миллиметрах водяного столба в расчете на $\gamma_ж = 0{,}8$ при 20°. Если удельный вес жидкости при +20° не равен 0,8 и температура жидкости при измерении равна $t_ж$ по стоградусной шкале, делают поправку показаний прибора ($H_{пок}$):

$$H = \frac{\gamma_ж}{0{,}8} \frac{1}{1+\beta(t_ж-20)} H_{пок}, \qquad \text{(IV-31)}$$

где β — коэффициент объемного расширения жидкости, равный для спирта 0,0011.

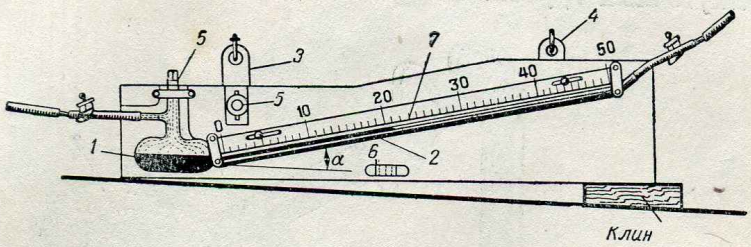


Рис. 45. Микроманометр с постоянным углом наклона трубки

Для удобства и четкости отсчетов по мениску наклонной трубки внутренний диаметр ее должен быть не больше 2÷3 *мм*, благодаря чему капиллярные явления не позволяют мениску расплываться.

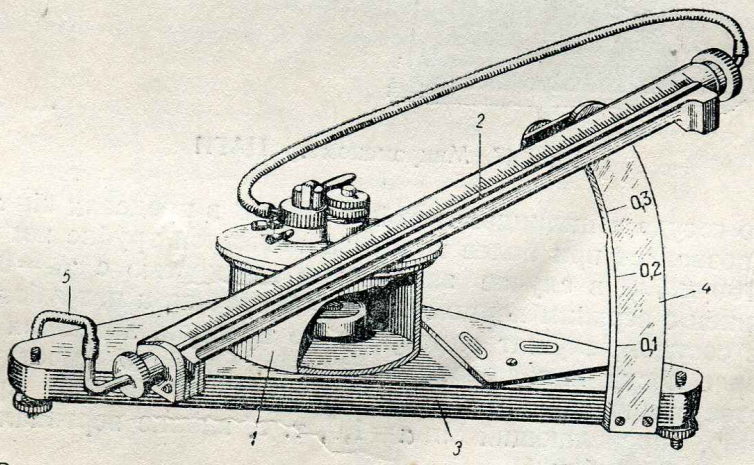


Рис. 46. Чашечный микроманометр с переменным углом наклона трубки

Широкое распространение получили чашечные микроманометры с переменным углом наклона отсчетной трубки, общий вид которых показан на рис. 46. Цилиндрический сосуд *1* с большой площадью поперечного сечения соединен резиновой трубкой со стеклянным капилляром *2*, положение мениска в котором отсчитывается в единицах длины (миллиметрах) по шкале, расположенной вдоль капилляра, вплотную к нему. Укрепленная на общей плите *3* скоба *4* позволяет установить и закрепить отсчетную трубку под любым углом в пределах $\sin\alpha = 0{,}125 \div 0{,}500$. На скобе *4* нанесены деления 0,1÷0,4, так называемые коэффициенты отсчета (k), равные произведению $\gamma_ж \sin\alpha$ при $\gamma_ж = 0{,}8$. Таким образом, если пренебречь поправочным множителем $m = 1{,}00173$, то измеряемую величину можно

получить по формуле (IV-30) как $H=\gamma_ж\ l\sin\alpha=kl$ (*мм* вод. ст., или *кГ/м²*), т. е. умножая длину столба жидкости (l) на коэффициент отсчета, указанный на скобе *4*.

Основными недостатками этого широко распространенного прибора являются:

— частое попадание пузырьков воздуха в длинную, сложной формы трубку *5*, соединяющую сосуд с капилляром;

— возможность измерения напоров только лишь до 100 *кГ/м²* (длина капилляра 250 *мм* и максимальный коэффициент отсчета 0,4).

Микроманометр ЦАГИ, сконструированный А. Г. Бычковым (рис. 47), в значительной мере лишен этих недостатков. Отсчетная трубка *1* соединена с цилиндрическим сосудом *2* непосредственно, без каких-либо промежуточных трубок. Наклон отсчетной трубки изменяется пово-

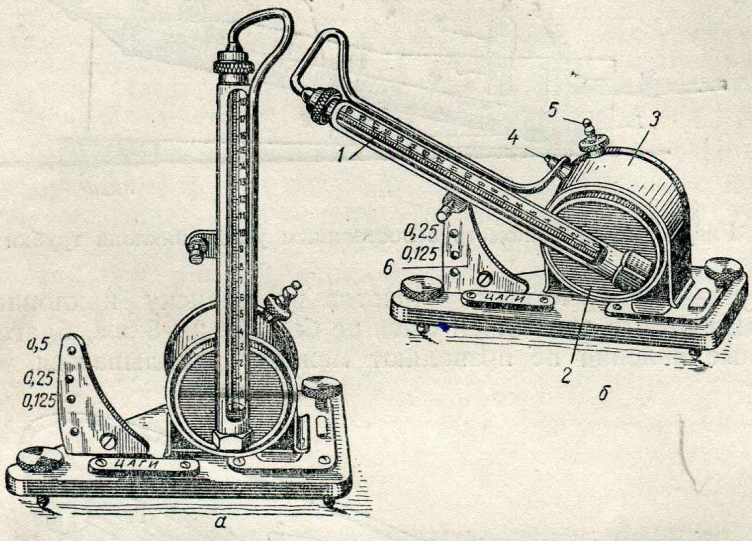


Рис. 47. Микроманометр ЦАГИ

ротом всего сосуда в цилиндрической обойме *3* в пределах $\sin\alpha=0{,}125$—$1{,}0$, что позволяет при более короткой отсчетной трубке измерять давление до 160 *кГ/м²* в случае заполнения жидкостью с $\gamma_ж=0{,}8$. Патрубок *4* соединен с верхним концом отсчетной трубки, а патрубок *5*, будучи соединен с сосудом, служит одновременно пробкой, закрывая отверстие, через которое сосуд наполняют жидкостью. Скоба *6* имеет три отверстия, соответствующие $\sin\alpha$, равным 0,125—0,25—0,5; кроме того, имеется упор, определяющий $\sin\alpha=1{,}0$, т. е. вполне вертикальное положение отсчетной трубки.

Отношение $\frac{f_{тр}}{f_c}$ для микроманометра ЦАГИ невелико и составляет около $^1/_{700}$, что соответствует поправочному множителю $m=1{,}00143$, т. е. погрешности всего лишь в 0,14%; однако с изменением уровня жидкости в сосуде против диаметрального погрешность эта может возрастать до 8 раз. Поэтому всегда следует стремиться наполнять сосуд жидкостью наполовину, т. е. до диаметрального уровня. Недостатком микроманометра ЦАГИ является также изменение положения начальной точки отсчета при повороте сосуда.

Для измерений в производственных условиях удобен сдвоенный микроманометр ЛИОЭОТ, сконструированный И. А. Кудачковым. Он позволяет одновременно вести отсчет полного, статического и скоростного давлений. Этот микроманометр (рис. 48) представляет собой две точно калиброванные по длине U-образные трубки, укрепленные на одной общей доске, могущей быть установленной под углами к горизонту, соответствующими $\sin\alpha=0{,}125$—$0{,}25$—$0{,}50$ и $1{,}0$. Поворотная доска двумя шарнирами

соединена с плитой, имеющей три установочных винта и сдвоенный уровень для выверки горизонтальности положения прибора.

Примеры схем включения сдвоенного микроманометра ЛИОЭОТ для одновременного отсчета $H_о$, $H_{ст}$ и $H_д$ показаны на рис. 49 *а, б*. Сдвоенный микроманометр может быть также применен для одновременного сопоставления в двух сечениях

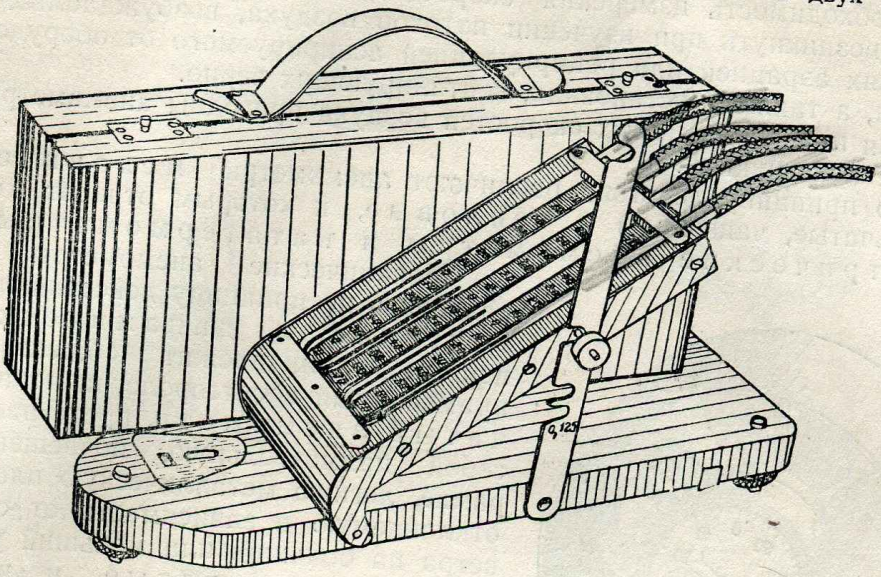


Рис. 48. Сдвоенный микроманометр ЛИОЭОТ

скоростного (см. рис. 49,*в*), статического или полного давления. Если сечение *1* расположено перед всасывающим фильтром, а сечение *2* — после него, то, зная площади их, по сопоставлению $H_{д_1}$ и $H_{д_2}$ можно судить о величине присосов воздуха в фильтр во время встряхивания рукавов и в периоды между ними.

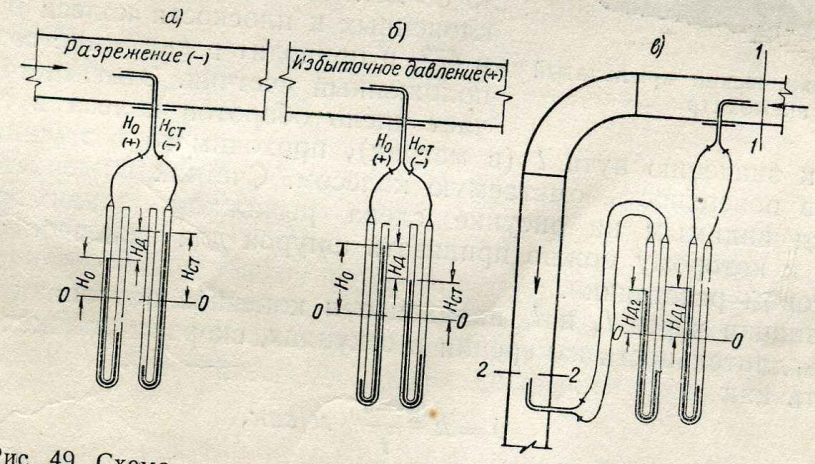


Рис. 49. Схема включения сдвоенного микроманометра ЛИОЭОТ для одновременного отсчета полного, статического и скоростного давлений во всасывающих (*а*), нагнетающих (*б*) воздуховодах и сопоставление величин давлений в двух сечениях (*в*)

Способы использования прибора весьма разнообразны и не исчерпываются приведенными схемами. Конструкция прибора недорога и проста, что заставляет желать скорейшей организации серийного производства микроманометров ЛИОЭОТ, а до этого следует рекомендовать изготовление их на месте средствами мастерских предприятий.

Измерение скорости воздуха анемометрами[1]. Измерение скорости движения воздуха по величине скоростного давления является основным методом в вентиляционной технике. Для измерения малых скоростей (до

[1] От греческого anemos — ветер + metreo — мерю.

2—3 *м/сек*) этот метод требует применения очень точных микроманометров, не допускающих погрешности больше 0,02÷0,05 *мм* вод. ст. Однако такие приборы непригодны, как указывалось, для измерения пульсирующих давлений, наблюдающихся в производственных условиях.

Необходимость измерения скоростей воздуха меньше 2—3 *м/сек* может возникнуть при изучении потоков воздуха, возбуждаемых в помещениях аэрацией или рециркуляцией аспирируемого от оборудования воздуха, а также в установках, вентилирующих зерно.

Для измерения малых скоростей воздуха пригодны анемометры различных конструкций.

По принципу действия различают анемометры механические (крыльчатые, чашечные) и тепловые, к которым относят термоэлектрические анемометры и кататермометры.

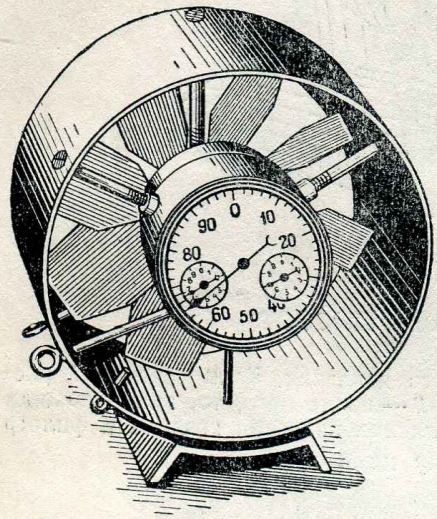


Рис. 50. Технический крыльчатый анемометр

Механические анемометры можно разделить по принципу действия на статические и динамические. К первым принадлежит общеизвестный, применяемый в метеорологии пластинчатый анемометр, представляющий собой прямоугольную, подвешенную к рамке, легкую металлическую пластинку, отклоняемую в зависимости от скорости ветра на больший или меньший угол; ко вторым — крыльчатые и чашечные вертушки различных конструкций.

Технический крыльчатый анемометр (рис. 50) представляет собой крыльчатое колесо диаметром около 80 *мм*. Оно состоит из 8 лопастей, наклоненных к плоскости колеса под углом в 45°, и приводит в движение соосно расположенный счетчик. Этот счетчик отмечает число оборотов колеса в единицах, близких к значению пути l (в метрах), проходимого воздушным потоком через поверхность, ометаемую колесом. Счетчик включается и выключается видимым на рисунке слева рычажком, заканчивающимся кольцом, к которому можно привязать шнурок для включения счетчика на некотором расстоянии.

Обозначив через $l_н$ и $l_к$ начальное и конечное показания счетчика, через t — длительность измерения в секундах, скорость движения можно вычислить как

$$v = k\frac{l_к - l_н}{t} \text{ м/сек},$$

где k — тарировочный коэффициент, указываемый таблицей или кривой, прилагаемой к паспорту прибора.

Технический крыльчатый анемометр с диаметром колеса около 83 *мм* пригоден для измерения скоростей движения воздуха в пределах от 0,4 до 15 *м/сек*, с погрешностями, не превышающими 0,1 *м/сек* при $v \leqslant 5$ *м/сек* и 0,3 *м/сек* — при $v > 5$ *м/сек*. Эти погрешности относятся к случаю полного совпадения оси крыльчатого колеса с направлением потока. С увеличением диаметра чувствительность крыльчатых анемометров растет: так, анемометр со слюдяными лопастями диаметром 180 *мм* пригоден для измерения скоростей, начиная от 0,1÷0,2 *м/сек*. Для измерения очень малых скоростей движения воздуха, начиная от 0,02 *м/сек*, применяют более сложные, так называемые дифференциальные крыльчатые анемометры.

Заслуживает внимания дистанционный крыльчатый анемометр ЦАГИ, сконструированный В. А. Талалаем (рис. 51). Он представляет собой четырехлопастное колесо *1* диаметром 30—40 *мм*, на валу которого находится миниатюрный генератор *2* переменного тока, заключенный в обтекаемой формы кожух *3* и подающий напряжение до 6 *в* на магнитоэлектрический с купроксом вольтметр переменного тока (Ленинградского физического института). Вольтметр градуируют непосредственно в единицах измерения скорости (диапазон 5—20 *м/сек*).

Дистанционный анемометр ЦАГИ, предназначенный для аэродинамических труб, интересен тем, что его легко можно переделать в стационарно устанавливаемый в воздуховоде и периодически на расстоянии включаемый прибор централизованного контроля работы вентиляционных установок.

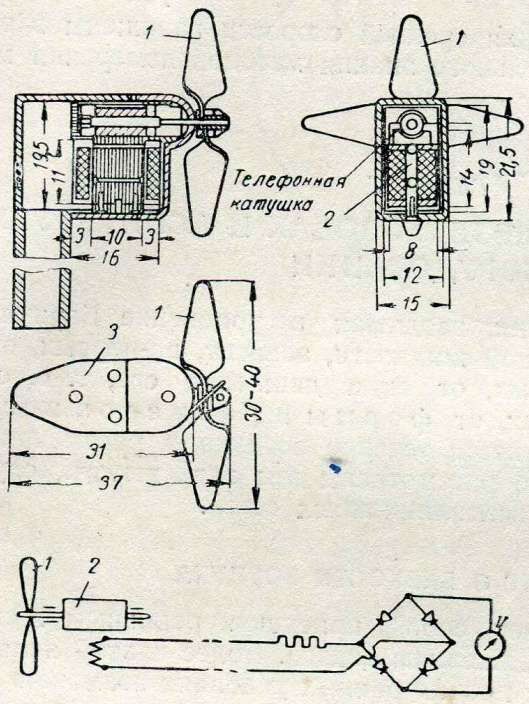


Рис. 51. Дистанционный крыльчатый анемометр ЦАГИ: вверху — конструкция; внизу — электрическая схема

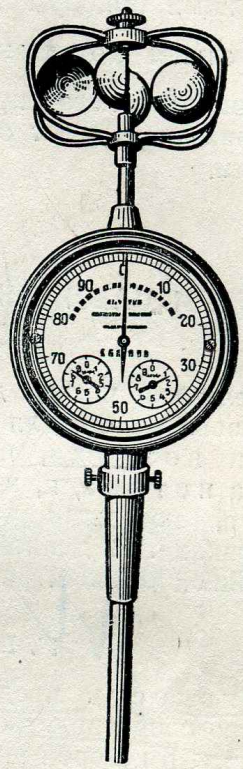


Рис. 52. Чашечный анемометр Метприбора

Основными недостатками крыльчатых анемометров являются:

— существенные ошибки, вызываемые отклонением оси крыльчатого колеса от невидимого направления свободных воздушных потоков;

— легкая деформируемость тонких крылышек колеса, нарушающая тарирование прибора.

Эти недостатки устранены в чашечных анемометрах Метприбора (рис. 52). На их оси имеются четыре полых полушария, вращающихся под влиянием набегающего потока и вследствие различного сопротивления, оказываемого выпуклой и вогнутой сторонами полушарий. Наружный диаметр колеса около 56 *мм*, длина прибора 170 *мм*, вес — 250 *г*. Чашечные анемометры, будучи, правда, менее чувствительными, позволяют измерять скорости движения потока в пределах от 1 до 50 *м/сек* с погрешностями, не превышающими 0,2 *м/сек*.

Таким образом, крыльчатые анемометры можно применять главным образом при малых скоростях потока (0,02÷5,0 *м/сек*), а чашечные — при средних и больших скоростях (3÷50 *м/сек*).

Для измерений в воздуховодах большого диаметра в случаях крайней необходимости удлиняют ось чашечного анемометра. Минимальный диаметр воздуховода, в котором возможно применение чашечного анемо-

метра Метприбора для ориентировочного измерения скорости потока, равен 250 *мм*.

Для измерения малых скоростей движения воздуха можно пользоваться кататермометром, кратко описанным в главе II.

Описание других приборов для измерений воздушных потоков, пока не получивших широкого распространения на элеваторах, мельницах, крупяных и комбикормовых заводах, приведено в специальной литературе (19, 20).

В заключение следует подчеркнуть, что описанные методы и связанные с ними приборы касаются измерения местной скорости движения воздуха, а не средней, равной $v_{ср}=\frac{Q_c}{F}$ *м/сек*. Способы экспериментального определения средней скорости изложены в следующей главе и требуют обязательного знания методов измерения местной скорости.

ГЛАВА V

ПОТЕРИ ДАВЛЕНИЯ В ВОЗДУХОВОДАХ И АСПИРИРУЕМОМ ОБОРУДОВАНИИ

Величина потерь давления, вводимая в уравнение Бернулли при использовании его для реальной жидкости, зависит, во-первых, от вязкости воздуха, во-вторых, от вида движения его, т. е. от режима потока, и, в-третьих, от формы и размеров воздуховодов, которыми направляется течение воздуха в рассматриваемых установках[1]. В данной главе рассмотрены эти зависимости, служащие важнейшей основой расчета вентиляционных сетей.

14. ПОНЯТИЕ О ВЯЗКОСТИ ВОЗДУХА

Вязкость представляет собой присущее реальным жидкостям свойство сопротивляться напряжениям сдвига. Более вязкой является та жидкость, в которой при всех прочих равных условиях возможно возникновение бо́льших касательных напряжений. Вязкость определяют еще как внутреннее трение в жидкостях. Сопротивление движению воздуха в трубах вызывается именно вязкими свойствами воздуха.

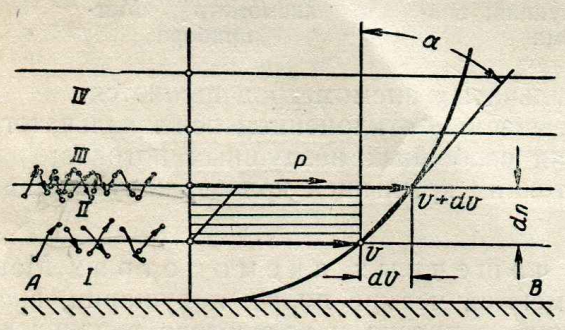


Рис. 53. К понятию о вязкости воздуха

Вязкость жидкостей как капельных, так и газообразных проявляется только при их движении. Если представить себе вязкую жидкость, движущуюся вдоль стенки *AB* (рис. 53), то скорость движения отдельных слоев ее толщиной *dn*, как известно из гидродинамики, замедляется по мере приближения к стенке: слой *II* движется быстрее слоя *I*, слой *III* — быстрее слоя *II* и т. д. Следовательно, частицы, проникающие из слоя *I* в слой *II*, должны приобрести приращение скорости *dv*, что оказывает действие, тормозящее движение слоя *II*. В то же время частицы, проникающие в слой *II* из слоя *III*, теряют в

[1] В установках пневматического транспорта сыпучих тел, не рассматриваемых в этом курсе, потери давления зависят также от соотношения между количеством транспортируемых материалов и воздуха.

нем часть своей скорости, производя некоторое сдвигающее действие P на слой II.

По гипотезе Ньютона (1687 г.) «...сопротивление, происходящее от недостатка скользкости жидкости при прочих одинаковых условиях, предполагается пропорциональным скорости, с которой частицы жидкости разъединяются друг от друга»[1]. Следовательно, если на расстоянии dn скорость изменяется на величину dv, т. е. если градиент скорости в направлении, нормальном к поверхности скользящих один по другому слоев, равен $\frac{dv}{dn}$, то, по гипотезе Ньютона, касательное напряжение $\tau = \frac{P}{F}$. Величина P представляет собой усилие, действующее на площади F и характеризующее сопротивление скольжению слоев один относительно другого. Величина P пропорциональна «скорости, с которой частицы жидкости разъединяются друг от друга», т. е.

$$\tau = \frac{P}{F} = \mu \frac{dv}{dn}, \qquad \text{(V-1)}$$

где μ — коэффициент, характеризующий вязкие свойства движущейся жидкости и называемый коэффициентом абсолютной вязкости, или, просто, абсолютной вязкостью.

Сила сопротивления сдвигу, обусловленная вязкими свойствами жидкости,

$$P = \mu F \frac{dv}{dn} \qquad \text{(V-2)}$$

прямо пропорциональна площади соприкосновения слоев, производной скорости $\frac{dv}{dn}$ по направлению, перпендикулярному к площади соприкосновения, и коэффициенту абсолютной вязкости μ.

Единицей вязкости, следовательно, будет обладать такая жидкость, на 1 $м^2$ площади F соприкосновения слоев которой должна действовать сила P, равная 1 $кГ$, чтобы на расстоянии $n = 1$ $м$ скорость v изменялась на 1 $м/сек$. В технической системе единицу измерения абсолютной вязкости выражают через

$$\mu = \frac{P}{F \frac{dv}{dn}} \frac{кГ \cdot сек \cdot м}{м^2 \cdot м} = \frac{кГ \cdot сек}{м^2}.$$

Величина абсолютной вязкости стандартного воздуха

$$\mu = 1{,}83 \cdot 10^{-6} \frac{кГ \cdot сек}{м^2},$$

а воды при 20°

$$\mu = 1{,}026 \cdot 10^{-4} \frac{кГ \cdot сек}{м^2}.$$

При изучении вопросов, связанных с движением воздуха в трубах, часто приходится сопоставлять силы вязкости, пропорциональные μ, и силы инерции, пропорциональные массе единицы объема, т. е. плотности $\rho = \frac{\gamma}{g}$. Отношение этих величин

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \left[\frac{кг \cdot сек}{м^2} : \frac{кГ \cdot сек^2}{м^4} = \frac{м^2}{сек} \right] \qquad \text{(V-3)}$$

называется кинематическим коэффициентом вязкости.

---

[1] Ньютон. Математические начала натуральной философии. Перевод акад. А. Н. Крылова.

Следовательно, кинематическая вязкость стандартного воздуха

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} = \frac{1{,}83 \cdot 10^{-6}}{0{,}122} = 15 \cdot 10^{-6}\ м^2/сек.$$

С увеличением температуры вязкость воздуха растет так, как это показано на рис. 54; с повышением давления величина ν уменьшается

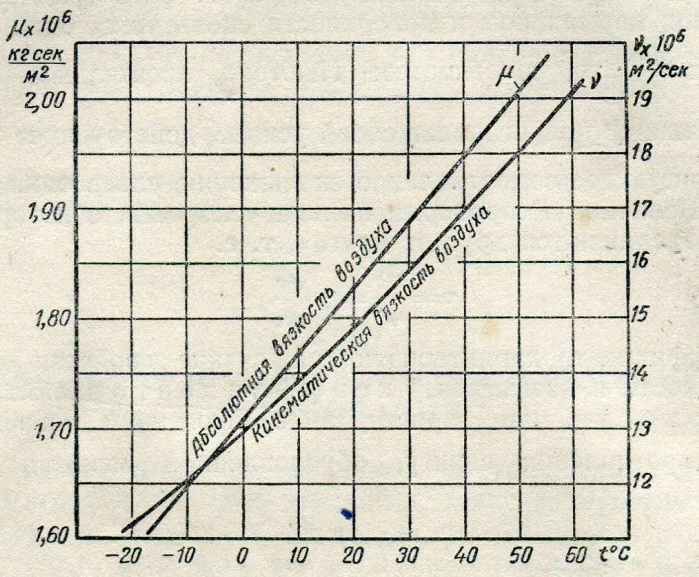
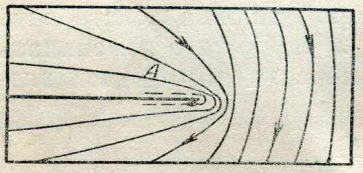


Рис. 54. Вязкость воздуха в зависимости от температуры его при давлении 760 *мм* рт. ст.

под влиянием увеличения ρ. Однако для изменений давления воздуха в пределах $\pm 200\ кГ/м^2$ кинематический коэффициент вязкости стандартного воздуха колеблется всего лишь на $\pm 3\%$; этими изменениями ν можно пренебречь в обычных технических расчетах вентиляционных сетей. В указанных расчетах также не учитывается ничтожное влияние изменений влажности воздуха на величину ν.



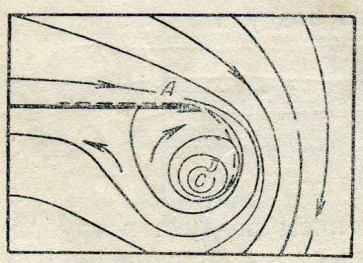


Рис. 55. Схема обтекания конца пластины: вверху — при малой скорости без отрыва потока от направляющих стенок; внизу — с отрывом потока при преобладании сил инерции над силами вязкости

Распространенное представление о малой значимости вязких свойств воздуха не соответствует действительности; кинематическая вязкость стандартного воздуха фактически весьма велика и превышает, например, вязкость воды почти в 15 раз. Вязкие свойства, отличающие воздух от идеальной жидкости, имеют очень большое значение для изучения вопросов, связанных с движением воздуха в трубах. Величина их сопротивления зависит не только от диаметра каждой трубы, но и от скорости движения воздуха, а также вязкости его. Экспериментальные исследования подтверждают, что так называемый коэффициент трения воздуха при движении его в трубах представляет собой функцию величины $\frac{vD}{\nu}$, т. е. зависит от величины кинематического коэффициента вязкости.

Необходимо отметить очень важное при изучении сопротивлений, возникающих в воздуховодах, явление срыва струй, отрыва потока от направляющих его стенок, показанное на рис. 55. При обтекании конца пластины воздухом с небольшой скоростью силы инерции, возникающие при повороте вокруг точки A, настолько малы, что не

могут преодолеть действующих в жидкости сил вязкости. Поэтому струйки движутся сплошным потоком, как показано на рис. 55, вверху, без разрывов и без вихреобразований. При увеличении скорости силы инерции возрастают и, когда они становятся значительно больше сил вязкости, воздух при повороте вокруг точки A начинает отрываться от нижней поверхности пластины. Вследствие этого под пластиной образуется пространство B с пониженным давлением, засасывающее отдельные струйки, образующие в результате вихрь C (см. рис. 55, внизу).

Запыление воздуха и транспортирующая способность его также вызываются вязкостью; идеальная жидкость или газ не может транспортировать твердых тел во взвешенном состоянии. Вязкость — одно из важнейших свойств воздуха, лежащих в основе объяснения явлений, наблюдаемых при движении его в вентиляционных установках.

15. ПОТЕРИ ДАВЛЕНИЯ В ПРЯМОЛИНЕЙНЫХ ВОЗДУХОВОДАХ

Особенности и значение режимов потока. Величина потерь давления, необходимая для решения задач, связанных с движением жидкости в трубах, экспериментально изучается более 200 лет. Она зависит от режимов потока, которые характеризуются отсутствием или возникновением в нем поперечных движений жидкости.

Наблюдая движение воды в прозрачных трубах, Осборн Рейнольдс (1883 г.) установил, что при относительно небольшой скорости движения жидкости окрашенные струйки ее движутся, сохраняя параллельность (рис. 56). При некоторой большей скорости струйки приходят в поперечное колебательное движение, которое далее превращается в вихревое, заполняющее вихрями все сечения потока.

Первая форма движения, наблюдавшаяся при малых скоростях, малых размерах сечения трубы и высокой вязкости жидкости, названа ламинарным[1], или параллельно-струйчатым, движением в отличие от второй формы, названной турбулентным[2], или вихревым, движением.

Кроме этого внешнего признака, турбулентное движение отличается от ламинарного распределением скоростей потока по сечению трубы. Как при той, так и при другой форме движения, скорости отдельных струек под влиянием вязкости убывают по направлению к стенкам трубы, оказывающим тормозящее действие.

При ламинарном движении скорости убывают от оси трубы к стенкам ее по параболе и средняя скорость, отнесенная ко всему сечению воздуховода, равна половине максимальной скорости по оси трубы.

При турбулентном потоке поступательные скорости убывают гораздо медленнее и средняя скорость в сечении примерно лишь на 20% меньше максимальной по оси трубы.

Турбулентное движение отличается от ламинарного также изменением характера зависимости величины потерь давления от скорости потока. Как показано на рис. 57 и будет подробнее рассмотрено далее, в области ламинарного режима потери пропорциональны средней скорости v потока, и зависимость между ними чисто линейная (прямая OA). При увеличении скоростей, с переходом в область турбулентного режима, потери давления становятся пропорциональными v^n, где показатель степени доходит до значения $n=2$. Таким образом, двум режимам потока соответствуют два различных закона потерь давления.

Тремя характерными признаками (траекторией линий тока, распределением скоростей по сечению трубы и законом изменения потери давления) и отличается ламинарный режим от турбулентного.

[1] От латинского lamina — полоска.

[2] От латинского turbulentus — вихревой; Рейнольдс называл турбулентное движение извилистым.

Турбулентное движение возникает при увеличении скорости v и диаметра трубы D, а также при понижении вязкости жидкости ν. Эти факторы не зависят один от другого, т. е. для перехода из области ламинарного режима в область турбулентного необязательно увеличение скорости потока; для этого достаточно при той же скорости увеличить диаметр трубы или понизить вязкость жидкости.

Турбулентное движение может возникнуть лишь при условии, если величина $\frac{vD}{\nu}$ достигает определенного, достаточно большого значения. Эта безразмерная величина названа числом, или критерием, Рейнольдса и обозначается Re, т. е.

$$Re = \frac{vD}{\nu}, \qquad (V\text{-}4)$$

где v — средняя скорость потока в трубе.

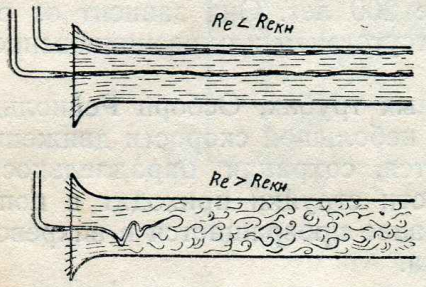


Рис. 56. Ламинарный и турбулентный режимы движения жидкости в схематическом изображении

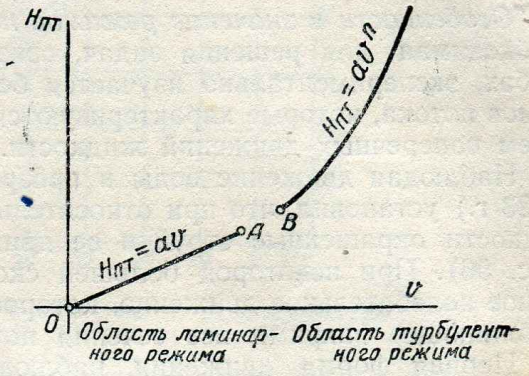


Рис. 57. Изменение потерь давления в трубе при различных скоростях потока

С физической точки зрения число Re характеризует соотношение между силами инерции и силами вязкости, т. е. внутреннего трения.

Для стандартного воздуха

$$Re = \frac{vD}{\nu} = \frac{vD}{15 \cdot 10^{-6}} = 66\,666vD \approx 67\,000vD. \qquad (V\text{-}5)$$

Наибольшее значение числа Re, ниже которого ламинарное движение совершенно устойчиво и никакими возмущениями потока не может быть обращено в устойчивое турбулентное движение, называется нижним критическим числом Re. Как показывают многочисленные исследования,

$$Re_{кн} = 2320.$$

Значения $Re > 2320$ характеризуют промежуточную область, в которой могут существовать оба режима, но ни тот, ни другой не являются устойчивыми.

Тщательно устраняя возможные источники возмущения потока, удается сохранить ламинарное движение до $Re = 50\,000$; однако достаточно легкого удара по трубе или какого-либо другого источника возмущения, чтобы ламинарное движение скачкообразно превратилось в турбулентное.

Для характеристики режимов потока пользуются обычно величиной $Re_{кн}$, учитывая достаточное постоянство ее, а также и то, что в обычных условиях имеется большое количество источников возмущения потока. Поэтому при $Re > 2320$ в обычных условиях наблюдается, как правило, турбулентный режим потока.

Скорости потока, соответствующие при данных условиях критическому числу $Re_{кн}$, называются критическими скоростями, т. е. такими, увеличение которых вызывает возникновение турбулентного движения.

В вентиляционных установках обычно приходится иметь дело с турбулентным движением воздуха (рис. 58). Скорости движения воздуха в вентиляционных воздуховодах колеблются максимально от 1,0 до 20 *м/сек*, причем наименьшая величина встречается лишь в сборных воздуховодах большого диаметра (400—800 *мм*), называемых аспирационными сборниками.

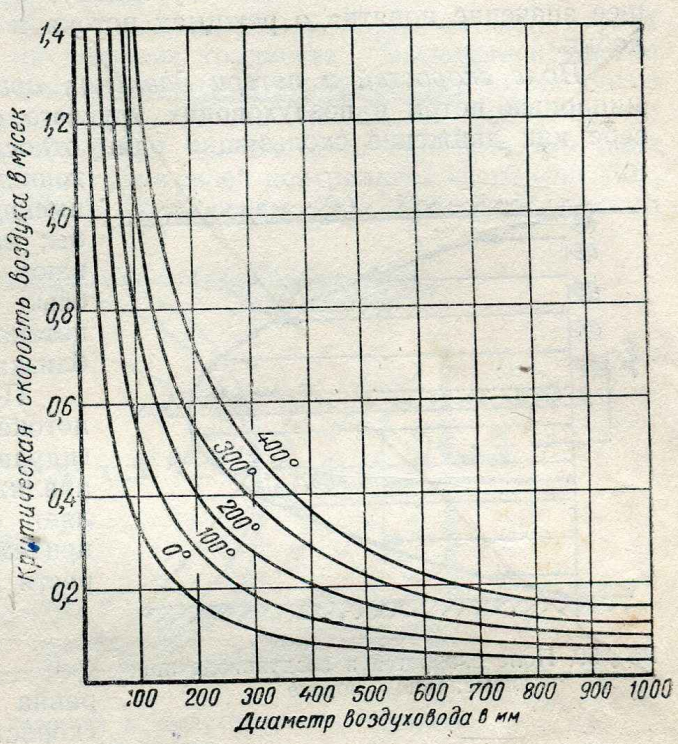


Рис. 58. Критическая скорость движения воздуха в зависимости от температуры его и диаметра воздуховода при давлении 1 *кГ/см²*

Число *Re* может быть названо также инерционно-вязкостным критерием, так как величина его характеризует отношение сил инерции к силам вязкости или трения. Следовательно, если на модели потока необходимо изучать явления, наблюдаемые в натуре, недостаточно соблюсти лишь геометрическое подобие поверхностей, ограничивающих поток. Необходимо сохранить в модели такое же соотношение основных действующих сил, какое наблюдается в натуре, т. е. соблюсти еще и динамическое подобие, выражающееся в частности равенством чисел *Re* для модели (индекс м) и для натуры (индекс н):

$$Re_м = Re_н, \quad \text{или} \quad \frac{v_м l_м}{\nu_м} = \frac{v_н l_н}{\nu_н}, \qquad (V\text{-}6)$$

где l — характерный для потока линейный размер (например диаметр трубы).

При небольших скоростях движения воздуха и незначительных разностях в плотности его, какие имеют место в вентиляционных установках, силы инерции и вязкости являются основными, действующими в потоке. Поэтому для таких потоков число *Re* служит основным критерием подобия, т. е. они могут считаться динамически подобными, если числа *Re* для них равны.

Зная, что при указанных выше условиях потоки воздуха по своему характеру подобны между собой, можно, пользуясь экспериментально определенными величинами, построить кривые зависимости получаемых результатов от *Re*.

Например, несмотря на различную структуру ламинарного и турбулентного потоков, одну из важнейших величин, характеризующую сопротивление прямолинейной трубы и колеблющуюся в широких пределах (в зависимости от условий движения и вида жидкости) — так на-

зываемый коэффициент сопротивления единицы относительной длины трубы, можно выразить одной общей формулой:

$$\lambda = \frac{A}{Re^m} + B. \qquad \text{(V-7)}$$

Таким образом, число Re дает возможность привести многообразие наблюдаемых явлений к единому закону; в этом и заключается важнейшее значение понятия о режимах потока и числа Re как критерия подобия.

Поле скоростей и потери давления при турбулентном потоке. Ламинарный поток в воздуховодах круглого сечения можно представить себе как движение скользящих один относительно другого бесконечно тонких цилиндрических слоев, имеющих общую ось — ось трубы; наибольшую скорость развивают струйки, совпадающие с осью воздуховода, а скорость потока у поверхности стенки близка к нулю.

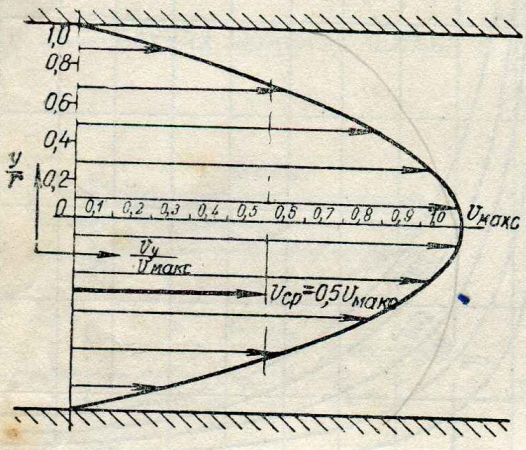


Рис. 59. Поле скоростей в воздуховоде при ламинарном потоке

Поле скоростей ламинарного потока, как это известно из курса гидравлики, может быть найдено аналитическим путем и представляет собой параболу (рис. 59), причем величина средней скорости движения потока

$$v_{ср} = \frac{Q_c}{F} = a v_{макс} \qquad \text{(V-8)}$$

равна половине максимальной скорости $v_{макс}$, т. е. $a=0{,}5$.

Потери давления в трубе длиной l при ламинарном движении также определимы аналитическим путем и равны:

$$H_{пт} = Rl = 32\mu \frac{l}{D^2} v_{ср}, \qquad \text{(V-9)}$$

т. е. прямо пропорциональны средней скорости в первой степени.

В более общем виде, пригодном и для турбулентных потоков, выражение это можно представить, выразив потери давления в зависимости от инерционно-вязкостного критерия Re и величины скоростного давления $\left(\frac{\rho v^2}{2}\right)$. Подставив для этого в выражение (V-9) значение μ, выраженное через Re, т. е.

$$\mu = \frac{\rho v D}{Re},$$

получаем:

$$H_{пт} = \frac{64}{Re}\frac{l}{D}\frac{\rho v^2}{2} = \lambda \frac{l}{D}\frac{\rho v^2}{2} \ кГ/м^2, \qquad \text{(V-10)}$$

где $\frac{l}{D}$ — длина трубы, выраженная в калибрах ее;

λ — коэффициент сопротивления единицы относительной длины прямолинейной трубы, равный для случая ламинарного движения

$$\lambda = \frac{64}{Re}. \qquad \text{(V-11)}$$

Так как λ обратно пропорционален первой степени Re, то, несмотря на отнесение потерь в выражении (V-10) к скоростному дав-

лению $\frac{\rho v^2}{2}$, они все же пропорциональны при ламинарном потоке не второй, а первой степени скорости движения воздуха.

При рассмотрении поля скоростей турбулентных потоков имеются в виду не мгновенные скорости, изменяющиеся в этих потоках по величине и направлению даже за малые промежутки времени, а осредненные поступательные скорости.

Аналитическое исследование поля скоростей турбулентного потока наталкивается до сих пор на большие трудности. Экспериментальные исследования показали, что поле скоростей в турбулентном потоке более выровненно, чем в ламинарном (пунктирная кривая $Re=2000$), и что с дальнейшим увеличением Re сверх критического значения его поле скоростей продолжает выравниваться в своей центральной части (рис. 60), как это было отмечено еще Н. Е. Жуковским (20). Градиент скорости

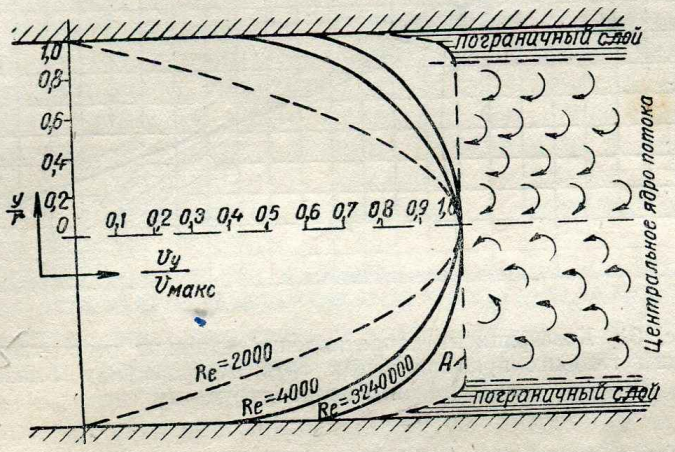


Рис. 60. Поле скоростей в воздуховоде при турбулентном потоке

по радиусу в центральном ядре потока стремится к нулю при бесконечном увеличении числа Re, т. е. $\frac{dv}{dr}\Big|_{Re\to\infty}\to 0$, как на это указывает средняя часть пунктирной кривой A.

Структура потока в трубе при $Re>2320$ двойственна и представляет собой совокупность ламинарного потока в области, прилегающей к стенкам трубы — п о г р а н и ч н о м с л о е — и турбулентного в центральной части сечения — я д р е п о т о к а. Схематически эти две части турбулентного потока показаны на рис. 60.

Закон распределения скоростей по сечению турбулентного потока тесно связан с законом сопротивления для этого режима потока и был найден только после установления общего вида коэффициента сопротивления трубы λ при турбулентном движении в ней.

Коэффициент сопротивления труб зависит и от шероховатости их. Напомним, что г и д р а в л и ч е с к и г л а д к и м и называются такие трубы, у которых высота выступов шероховатости меньше толщины пограничного слоя, зависящей, как известно из гидравлики, от величины Re, т. е. такие, у которых выступы шероховатости обтекаются ламинарным потоком пограничного слоя. Таким образом, одна и та же труба может быть и гидравлически гладкой при относительно малых Re, и шероховатой при возрастании Re, т. е. при уменьшении толщины пограничного слоя.

Положив критерий Re в основу анализа результатов экспериментального изучения сопротивления гладких труб, Блазиус в 1911 г. впервые установил, что в очень широких пределах $Re=2300\div 100\,000$ и для

Величина n изменяется в пределах от $\frac{1}{6}$ до $\frac{1}{10}$ при $Re = 4 \cdot 10^3 \div 3{,}24 \cdot 10^6$.

Более точным является не степенной, а логарифмический закон распределения скоростей, применимый все же только лишь для турбулентного ядра потока, но не для ламинарного слоя его.

С увеличением числа Re поле скоростей становится все более равномерным, стремясь при $Re \to \infty$ стать вполне равномерным, характерным для идеальной, лишенной вязкости жидкости. В связи с этим и коэффициент a в выражении $v_{ср} = a v_{макс}$ растет с увеличением Re от $a = 0{,}5$ для ламинарного движения до $a = 0{,}82$ для распределения скоростей по закону корня седьмой степени ($Re < 10^5$) и далее до $a = 0{,}88$ для более высоких значений Re.

Измерение скорости и подачи воздуха способом исследования поля скоростей. Фактически наблюдаемое в воздуховодах распределение скоростей очень часто и существенно отклоняется от нормального, описанного формулой (V-14) и показанного на рис. 60. Под влиянием фасонных деталей воздуховодов, случайных присосов и многих других причин нормальное поле скоростей часто искажается и перестает быть осесимметричным. Поэтому в производственных условиях ни в коем случае не следует судить о средней скорости движения воздуха $v_{ср}$ по измерению местной скорости в одной из точек сечения $v_у$, например на оси трубы, с применением формул (V-14) и (V-8).

Для установления средней скорости движения воздуха в трубе и, следовательно, величины расхода его $Q_с = F v_{ср}$ *м³/сек* необходимо описанными уже методами определить местную скорость во многих точках, распределенных по всему сечению трубы; это дает возможность подсчитать величину $v_{ср}$ как среднюю из произведенных измерений.

Для измерения распределения скоростей движения воздуха по сечению труб и определения средней скорости придерживаются некоторых правил. Они заключаются в том, что всю площадь поперечного сечения воздуховода разбивают на достаточно большое количество одинаковых участков, в каждом из которых определяют местную скорость. Воздуховоды прямоугольного сечения разбивают на равновеликие и подобные поперечному сечению прямоугольники (рис. 62, вверху), т. е. каждую сторону сечения разбивают на одинаковое количество отрезков. Таким образом, получают $m^2 = z$ прямоугольных площадей, в центре симметрии которых измеряют местные скорости. Воздуховоды круглого сечения разбивают $(m-1)$ концентрическими окружностями на $z = 4m$ равновеликих площадей (см. рис. 62, внизу), в которых измеряют местные скорости, пользуясь двумя отверстиями *I* и *II* для введения пневмометрической трубки по двум взаимоперпендикулярным диаметрам.

Исходя из равенства концентрических площадей, можно получить расстояние n точки измерения от оси воздуховода диаметром D в виде:

$$y_n = \frac{D}{2} \sqrt{\frac{2n-1}{2m}}, \qquad \text{(V-15)}$$

где m — число равновеликих концентрических участков, на которые разбита площадь поперечного сечения воздуховода (на рис. 62 $m = 3$);

n — порядковый, считая от оси воздуховода, номер точки, в которой следует измерять $H_д$.

По сантиметровой шкале, имеющейся на державке пневмометрической трубки, глубину ввода трубки в воздуховод удобнее отсчитывать от стенки его:

$$c_n = \frac{D}{2} - y_n.$$

Расстояния эти определяют предварительно, до начала измерений.

Для получения достаточно удовлетворительного приближения к фактической средней скорости площадь поперечного сечения воздуховода разбивают на тем большее количество равных или равновеликих площадей, чем больше размеры воздуховода. Так, для воздуховодов прямоугольного сечения с площадью F $м^2$ следует рекомендовать раз-

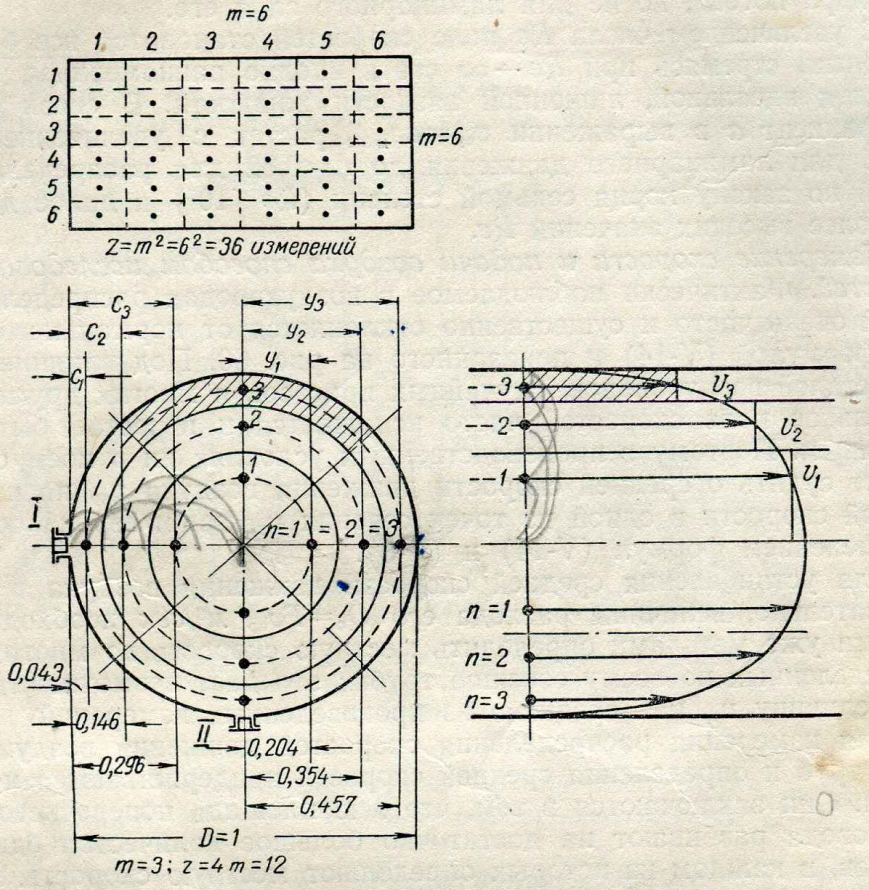


Рис. 62. Разбивка воздуховодов с прямоугольным и круглым сечениями на равновеликие площади для измерения поля скоростей: вверху — разбивка прямоугольного воздуховода; внизу — разбивка круглого воздуховода

бивку каждой стороны сечения на m частей, что дает $z=m^2$ равных и подобных поперечному сечению площадей:

F	до	0,01	0,10	0,40	0,60	0,80 $м^2$
$m=$		3	4	5	6	7
$z=m^2=$		9	16	25	36	49

Для воздуховодов с круглым поперечным сечением следует рекомендовать разбивку на m равновеликих концентрических площадей, в каждой из которых производят 4 измерения по взаимоперпендикулярным диаметрам, т. е. всего $z=4m$ измерений:

D	до 150 *мм*	200 ÷ 450 *мм*	500 ÷ 650 *мм*	700 ÷ 800 *мм*
$m=$	2	3	4	5
$z=4m=$	8	12	16	20

Если вся площадь поперечного сечения F $м^2$ разбита на z равновеликих площадей, то подача воздуха через все сечение воздуховода может быть выражена через

$$Q_c = Fv_{ср} = \frac{F}{z}v_1 + \frac{F}{z}v_2 + \ldots + \frac{F}{z}v_z = \frac{F}{z}(v_1 + v_2 + \ldots + v_z)\ м^3/сек;$$

отсюда искомая $v_{ср} = \frac{v_1 + v_2 + \ldots + v_z}{z}$, или, считая плотность воздуха во всех точках поперечного сечения воздуховода постоянной, получим:

$$v_{ср} = k\sqrt{H_{д_{ср}}} = \frac{k\sqrt{H_{д_1}} + k\sqrt{H_{д_2}} + \ldots + k\sqrt{H_{д_z}}}{z} =$$

$$= \frac{k}{z}\left(\sqrt{H_{д_1}} + \sqrt{H_{д_2}} + \ldots + \sqrt{H_{д_z}}\right) \text{ м/сек.} \qquad \text{(V-16)}$$

Следовательно,

$$H_{д_{ср}} = \left(\frac{\sqrt{H_{д_1}} + \sqrt{H_{д_2}} + \ldots + \sqrt{H_{д_z}}}{z}\right)^2 \text{ кГ/м}^2, \qquad \text{(V-17)}$$

а подача воздуха

$$Q_с = \frac{kF}{z}\left(\sqrt{H_{д_1}} + \sqrt{H_{д_2}} + \ldots + \sqrt{H_{д_z}}\right) \text{ м}^3\text{/сек.} \qquad \text{(V-18)}$$

Измерения надо проводить на расстоянии не меньше 5 диаметров от всех видов фасонных деталей (за исключением коллектора, после которого это расстояние можно сократить до полудиаметра). Если его нельзя соблюсти, т. е. если приходится вести измерения в очень искаженном поле скоростей, то следует увеличить количество точек измерений, а также определить в этих точках и величины статического давления ($H_{ст}$); при наличии значительных возмущений в потоке оно может быть не одинаковым во всех точках исследуемого сечения.

Изучение распределения скоростей по сечению воздуховода с целью измерения средней скорости и расхода воздуха требует большой затраты времени. В некоторых случаях возможно применение более простых и менее трудоемких способов измерения $v_{ср}$ и Q (см. стр. 100, 111).

Величины коэффициентов сопротивления прямых труб. Пределы изменений величины Re в воздуховодах элеваторов, мельниц, крупяных и комбикормовых заводов определяются следующими условиями:

— наименьший фактически применяемый диаметр воздуховода должен быть равен 0,1 *м* при минимальной скорости движения воздуха в нем 4 *м/сек*;

— наибольшие $D = 0{,}7—0{,}8$ *м* при скорости движения воздуха, лишь иногда доходящей при таких диаметрах до $v = 15—16$ *м/сек*.

Это определяет область турбулентных режимов, характеризуемую $Re = 67\,000$ $vD = 26\,800 \div 850\,000$, или $\lg Re = 4{,}43 \div 5{,}93$, отмеченную жирной линией абсцисс на рис. 61.

Таким образом, для расчетов потерь давления в интересующей нас области приходится применять не одно, а два различных выражения (V-12 и V-13); это практически неудобно, например, для построения расчетных номограмм.

Универсальная формула П. К. Конакова (21)

$$\lambda = \frac{1}{(1{,}8 \lg Re - 1{,}5)^2} \qquad \text{(V-19)}$$

дает достаточно точные результаты для гладких труб в области турбулентного движения вплоть до $\lg Re \approx 6{,}5$, как это показано на рис. 61.

Будучи пригодной для $Re > 10\,000$, хорошее приближение к экспериментальным данным дает формула, предложенная Г. А. Муриным (22),

$$\lambda = \frac{1{,}01}{(\lg Re)^{2{,}5}}, \qquad \text{(V-20)}$$

результаты расчетов по которой в пределах $\lg Re = 4 \div 6$ весьма близки к результатам расчетов по формуле Конакова, превышая последние не более чем на 2%.

Наряду с этими относительно сложными для массового применения выражениями λ имеются более простые, дающие в нужных нам пределах Re ($\lg Re = 4{,}4 \div 5{,}9$) практически достаточно точные результаты. Так, многочисленные экспериментальные исследования и сопоставление результатов их позволяют считать достаточно точным для технических расчетов простое выражение

$$\lambda = \frac{0{,}35}{Re^{0{,}25}}. \qquad \text{(V-21)}$$

По сравнению с более точной формулой Конакова это выражение дает при малых Re ($\lg Re \approx 4{,}5$) некоторый небольшой запас (10—12% от точного значения λ), а при наибольших в наших условиях числах Re ($\lg Re = 5{,}9$) почти полностью совпадает с результатами расчетов по формуле Конакова.

Как уже указывалось, все приведенные выражения λ относятся к гидравлическим гладким трубам. Определяя общую формулу λ, мы не вводили в свои рассуждения понятия шероховатости стенок трубы. Величина шероховатости может быть охарактеризована средней высотой K выступов неровностей, выраженной, например, в миллиметрах (*абсолютная геометрическая шероховатость*), или отношением средней высоты выступов к диаметру трубы, т. е. $\varepsilon = \frac{K}{D}$ (*относительная геометрическая шероховатость*).

Абсолютную геометрическую шероховатость стальных труб, по данным исследований Всесоюзного теплотехнического института (23), можно считать равной примерно $K = 0{,}08 \div 0{,}10$ *мм*. Эта величина K достаточно хорошо характеризует еще не находившиеся в эксплуатации воздуховоды элеваторов, мукомольно-крупяных и комбикормовых предприятий; однако вопрос о действительной шероховатости их, под которой мы понимаем шероховатость, образующуюся во время эксплуатации, осложняется образованием на стенках воздуховодов осаждений пыли и корок теста.

На основе наблюдений над составом пыли, отлагающейся в рыхлом виде на стенках элеваторных и мельничных воздуховодов, можно считать:

— для воздуховодов элеваторов и зерноочистительных отделений мельниц $K = 0{,}15 \div 0{,}20$ *мм*;

— для воздуховодов размольных отделений $K = 0{,}10 \div 0{,}12$ *мм*.

При наличии корок теста на стенках воздуховодов вопрос о степени их шероховатости становится весьма неопределенным. Однако случай этот является ненормальным и поэтому без особого ущерба можно отказаться от его рассмотрения.

Хотя зависимость между величинами λ и ε известна достаточно хорошо (5), все же ни в одном из практически применяемых методов расчета вентиляционных сетей влияние шероховатости не учитывается пока вследствие сложности его учета и непостоянства величины ε.

Приведенные величины λ относятся к чистому воздуху. В вентиляционных сетях элеваторов, мельниц, крупяных и комбикормовых заводов перемещается, однако, запыленный воздух, коэффициенты сопротивления труб для которого несколько отличаются от величин λ для чистого воздуха.

По данным М. П. Калинушкина, коэффициент сопротивления единицы относительной длины трубы, несущей взвешенный в воздухе сыпучий материал $\lambda_м$, растет пропорционально увеличению весовой концентрации s сыпучих материалов, транспортируемых воздухом:

$$\lambda_м = 1 (+1{,}4s) \lambda, \qquad \text{(V-22)}$$

где s — весовая концентрация, т. е. отношение веса материала, транспортируемого в единицу времени, к весу воздуха, протекающего за то же время;

λ — коэффициент сопротивления для чистого воздуха.

Хотя выражение это не вполне точно, но оно показывает, что при относительно небольшой концентрации пыли, наблюдаемой в вентиляционных воздуховодах перерабатывающих предприятий, лишь иногда доходящей до $s=0{,}01$, увеличение потерь давления не превышает 1,5—2%. Эти потери при желании можно учесть по окончании всех расчетов вентиляционной сети, проведенных по чистому воздуху.

Неточность выражения (V-22) становится особенно заметной при больших величинах s, характерных для пневматического транспорта сыпучих тел. Если потери давления при перемещении смеси материала с воздухом $H_{\text{пт. м}}$ рассматривать как сумму

$$H_{\text{пт. м}}=H_{\text{пт}}+H_{\text{пм}}+H_{\text{тм}},$$

где $H_{\text{пт}}$ — потери давления, возникающие при перемещении чистого воздуха;

$H_{\text{пм}}=\gamma s l_{\text{в}}$ — потери давления, затрачиваемого при подъеме материала на высоту $l_{\text{в}}$, то потери давления, вызываемые перемещением материала $H_{\text{тм}}$, по результатам исследования, проведенного в 1952 г. кандидатом технических наук А. М. Дзядзио при $s\leqslant 5$,

$$H_{\text{тм}}=ksl\frac{\rho v^2}{2}\ \ кГ/м^2,$$

где k — коэффициент, определяемый главным образом физическими свойствами транспортируемого материала (размеры частиц, отнесенные к весу, форма и состояние их поверхности и т. п.), а l — длина воздуховода.

В вертикальных воздуховодах при $v=14\div 25$ *м/сек* и $D=70\div 120$ *мм* получены следующие значения k для зерна и продуктов его переработки:

Пшеница	Продукты с систем						
	I драной	II драной	III драной	IV драной	V драной	первых размольных	вымольных
$k=0{,}17$	0,14	0,12	0,10	0,09	0,07	0,09	0,06

Для горизонтальных воздуховодов, как об этом можно судить на основе данных, касающихся зерна, значение k, по данным А. М. Дзядзио, соответственно уменьшается в 2,5 раза. В пределах v и D, более широких, чем указанные выше, выявилась практически значимая зависимость k от D и v.

В приводимом далее расчете вентиляционной сети по методу полных давлений величина λ выбрана на основе следующих соображений.

Средний диаметр воздуховодов размольных отделений мельниц колеблется в пределах 200—300 *мм*. Принимая, как было указано ранее, среднюю абсолютную шероховатость для труб размольных отделений $K\approx 0{,}11$ *мм*, находим:

$$\varepsilon=\frac{0{,}11}{200}\div\frac{0{,}11}{300}=0{,}00055\div 0{,}00037.$$

При такой незначительной шероховатости воздуховоды размольных отделений до $\lg Re=5{,}7$ ($Re=500\,000$) можно считать гидравлически гладкими и, следовательно, рассчитывать λ по выражению (V-21), которое для практических целей достаточно хорошо передает фактическую закономерность изменения λ. Следует подчеркнуть, что эта величина для стандартного воздуха легко может быть получена на линейке путем двукратного извлечения квадратного корня

$$Re^{0{,}25}\approx\sqrt{\sqrt{67\,000vD}},\ \text{где } v\text{ — в } м/сек,\ \text{а } D\text{ — в } м.$$

Так как прямоугольные сечения часто встречаются в каналах воздушных сепараторов, следует отметить, что распределение скоростей по сечению их достаточно хорошо подчиняется закону корня седьмой степени (V-14). Оно имеет вид, показанный на рис. 63.

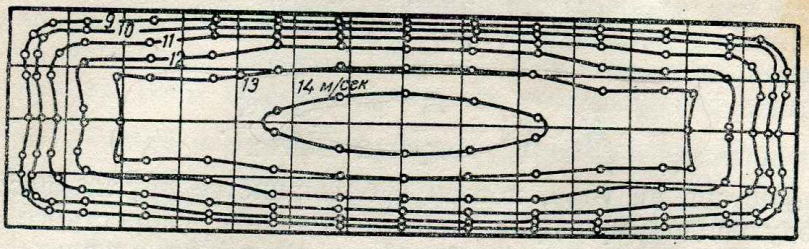


Рис. 63. Распределение скоростей движения воздуха в трубе прямоугольного поперечного сечения

В продувочных каналах машин, особенно с замкнутым циклом воздуха, при неудачной конструкции подвода воздуха в канал такое нормальное поле часто нарушается, существенно ухудшая условия продувания зерна и продуктов его переработки.

16. ПОТЕРИ ДАВЛЕНИЯ В ФАСОННЫХ ЧАСТЯХ ВОЗДУХОВОДОВ

Фасонные части воздуховодов как местные сопротивления. Потери давления в прямолинейной трубе постоянного сечения равномерно распределяются по ее длине; поэтому их называют иногда линейными, или путевыми, потерями; потери давления в фасонных деталях с длиной их обычно не связаны и называются местными сопротивлениями.

Для примера приведем один из характерных видов местного сопротивления — гидравлическое сопротивление, возникающее при внезапном изменении сечения прямолинейной трубы (рис. 64). При таком расширении поток, переходя из сечения F_1 в сечение F_2, не сразу заполняет его, а, расширяясь постепенно от F_1 к F_2, целиком заполняет трубу только в сечении AB. При этом в кольцевом сечении у входа в широкую трубу образуется заполненная вихревыми кольцами «мертвая зона», в которой жидкость находится в состоянии беспорядочного движения, близкого к циркуляционному (см. рис. 64).

Как известно из гидравлики, величина этих потерь, называемых потерями давления от неупругого удара, или потерями на внезапное расширение, равна скоростному давлению потерянной скорости. Будучи отнесенной к 1 $м^3$ протекающей жидкости, величина потерь на удар, если считать скорости равномерно распределенными по сечению [1], равна:

$$H_y = \frac{\rho}{2}(v_1 - v_2)^2 \ кГ/м^2.$$

Подобные явления наблюдаются не только при внезапном расширении, но и в ряде других фасонных частей: например, при изгибе трубы, т. е. в колене, также образуются вихревые области, показанные на рис. 65. Как и при внезапном расширении трубы, скорости потока в колене резко изменяются не только по направлению, но и по величине, теряя при этом часть энергии.

Потери на удар могут быть выражены в частях скоростного давления, соответствующего скорости v_1 или v_2. Действительно,

$$H_y = \frac{\rho}{2}(v_1 - v_2)^2 = \frac{\rho v_2^2}{2}\left(\frac{v_1}{v_2} - 1\right)^2, \qquad (V\text{-}25)$$

[1] Обобщенное выражение потерь на удар с учетом неравномерного распределения скоростей получено И. Е. Идельчиком; см. Труды ЦАГИ № 662, 1948.

где по уравнению неразрывности струи $F_1 v_1 = F_2 v_2$, или $\frac{v_1}{v_2} = \frac{F_2}{F_1}$, откуда

$$H_y = \left(\frac{F_2}{F_1} - 1\right)^2 \frac{\rho v_2^2}{2} = \zeta_2 \frac{\rho v_2^2}{2},$$

или

$$H_y = \left(1 - \frac{F_1}{F_2}\right)^2 \frac{\rho v_1^2}{2} = \zeta_1 \frac{\rho v_1^2}{2}. \qquad \text{(V-26)}$$

Как и потери на удар, потери в большинстве других фасонных деталей воздуховодов пропорциональны величине скоростного давления, причем коэффициент, называемый обычно коэффициентом местного гидравлического сопротивления, зависит от формы фасонной детали.

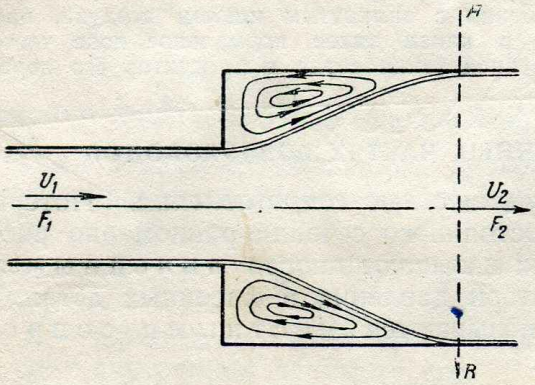


Рис. 64. Схема движения потока при внезапном изменении сечения прямолинейной трубы

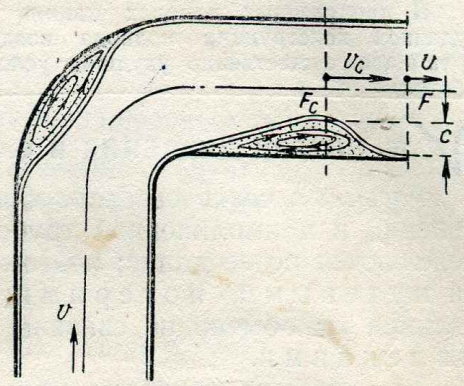


Рис. 65. Схема расположения вихревых областей в колене воздуховода

Характеризуя сопротивление прямолинейных участков выражением (V-10), а сопротивление фасонных частей величинами ζ можно написать общее выражение потерь в воздуховоде любой формы при постоянных Q и D:

$$H_{пт} = \left(\lambda \frac{l}{D} + \sum \zeta\right) \frac{\rho v^2}{2}. \qquad \text{(V-27)}$$

Углубленное систематическое теоретическое и экспериментальное изучение величин местных сопротивлений при прохождении жидкости в трубах успешно ведется около 20 лет в ЦАГИ имени Н. Е. Жуковского (труды К. А. Ушакова, К. К. Баулина, Г. Н. Абрамовича, И. Е. Идельчика и др.). Работы советских ученых (25) в области исследования местных сопротивлений позволили отказаться от применения необоснованных величин коэффициентов местных сопротивлений, приводившихся во многих курсах вентиляционных установок за рубежом. Наиболее важно то, что в результате работ наших ученых большинство коэффициентов местных сопротивлений перестало быть чисто экспериментальными величинами и определяется аналитическим путем.

В дальнейшем кратко излагаются основные виды местных сопротивлений, а в приложении IV приводится сводная таблица величин коэффициентов их, рекомендуемых нами для расчетов вентиляционных сетей.

Сопротивление входа в воздуховод. Потери давления при входе воздуха в трубу обусловливаются, в основном, потерей энергии, связанной со сжатием струи и образованием вихревых областей при входе в отверстие трубы.

Указанные потери тем больше, чем больший поворот приходится совершать струйкам, движущимся в области, непосредственно прилегаю-

щей к стенкам трубы. Так, при входе в трубу постоянного сечения с острой кромкой (рис. 66) струйки потока, прилегающие к наружной стенке трубы, должны совершать поворот на 180°. При достаточно большом Re, т. е. значительном преобладании сил инерции над силами вязкости, такой поворот вызывает срыв струй с острой кромки трубки и резкое в связи с этим сужение потока. Как показали исследования И. Е. Идельчика (26), сужение достигает коэффициента сжатия струи, равного $\alpha = \frac{F_c}{F} = 0{,}5$ и соответствующего данному коэффициенту сопротивления, равного при $F_1 = F_c$ и $F_2 = F$, как показано на рис. 64 и 66,

$$\zeta_{вх} = \zeta_у = \left(\frac{F_2}{F_1} - 1\right)^2 = \left(\frac{F}{F_c} - 1\right)^2 = \left(\frac{1}{\alpha} - 1\right)^2 = \left(\frac{1}{0{,}5} - 1\right)^2 = 1. \quad \text{(V-28)}$$

Если труба заделана в стенку заподлицо с поверхностью стенки, то поворот струек, входящих в отверстие трубы, уменьшается с 180 до 90°

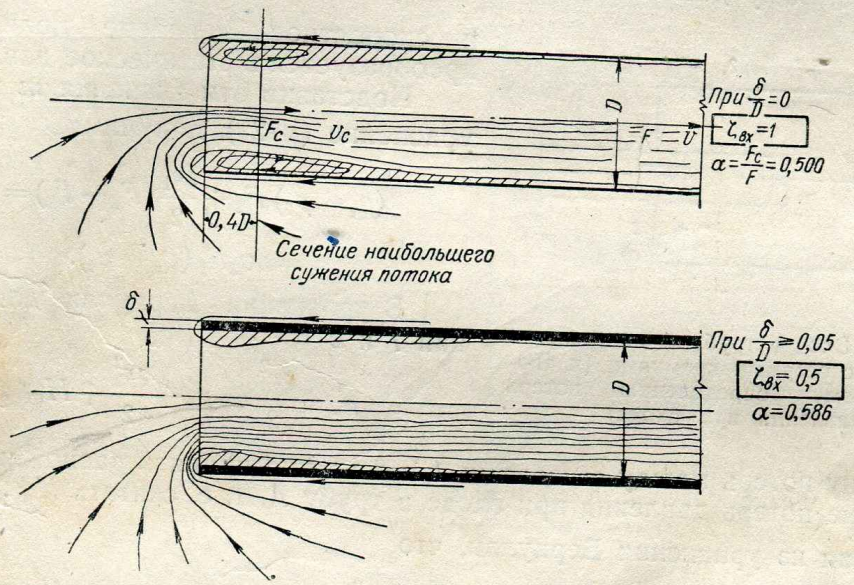


Рис. 66. Схематическое изображение потоков при входе в трубы с острой (вверху) и утолщенной (внизу) кромками

и сжатие потока уменьшается, благодаря чему соответственно снижается коэффициент сопротивления входа в трубу.

Упомянутые исследования показали, что достаточно в результате незначительного утолщения кромки трубы (всего лишь до $\delta = 0{,}05\,D$) направить струйки потока так, чтобы после этого короткого радиального пути они изменяли свое направление уже не на 180°, а на 90° (см. рис. 66), как коэффициент сопротивления падает вдвое, до величины, имеющей место при заделке трубы заподлицо с поверхностью стенки (см. приложение IV).

Для ознакомления с методикой аналитического определения величины коэффициентов местных сопротивлений приведем в качестве примера определение величины потерь давления при входе постоянного сечения в трубу с острыми кромками. Величина коэффициента местного сопротивления может быть найдена, подобно потере на удар, чисто аналитическим путем, с применением в этом случае уравнения количества движения и уравнения Бернулли.

Предположим, поток входит в трубу A с абсолютно острой входной кромкой $\left(\frac{\delta}{D} = 0\right)$ из трубы B большего сечения (рис. 67) с торцовой

стенкой *C*, расположенной настолько далеко, что это нисколько не влияет на условия входа в трубу *A*.

Рассмотрим два сечения, из которых одно (*1-1*) расположено до входа в трубу *A*, а другое (*2-2*) — после входа в нее. Все величины, относящиеся к этим сечениям: скорость v, площадь поперечного сечения F, статическое давление p и другие будем помечать индексами *1* и *2*, а статическое давление в кольцевом пространстве сечения *2-2* обозначим через p_2'.

Уравнение количества движения, т. е. равенство импульса сил при $t=1$ сек. изменению количества движения при секундном расходе будет для этих условий иметь следующий вид:

$$p_1F_1-[p_2F_2+p_2'(F_1-F_2)]=m(v_2-v_1), \qquad \text{(V-29)}$$

где m — секундный массовый расход, равный $m=\rho F_1v_1=\rho F_2v_2$, а p_2' равно полному давлению до входа, т. е. $p_2'=p_1+\frac{\rho v_1^2}{2}$, так как $v_2'=0$ и скоростное давление полностью преобразуется в статическое давление.

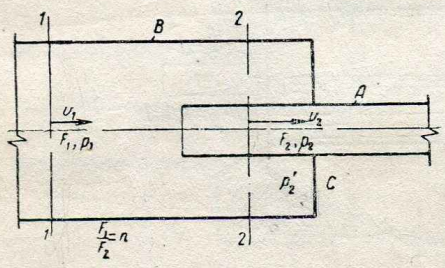


Рис. 67. Вход в трубу *A* постоянного сечения с острыми кромками (к аналитическому определению потерь давления при входе)

Подставив эти значения m и p_2' в уравнение (V-29), получим:

$$(p_1-p_2)F_2+\frac{\rho v_1^2}{2}(F_2-F_1)=$$
$$=\rho v_2F_2(v_2-v_1). \qquad \text{(V-30)}$$

В уравнении Бернулли для сечений *1* и *2*

$$p_1+\frac{\rho v_1^2}{2}=p_2+\frac{\rho v_2^2}{2}+H_{\text{пт}_{1\text{-}2}}$$

величину потерь между сечениями *1* и *2* можно принять равной искомой величине потерь давления при входе в трубу *A*, т. е. считать $H_{\text{пт}\,1\text{-}2}=H_{\text{вх}}$.

Зная из уравнения Бернулли, что

$$p_1-p_2=\frac{\rho v_2^2}{2}-\frac{\rho v_1^2}{2}+H_{\text{вх}},$$

и подставив это значение p_1-p_2 в уравнение (V-30), мы получим:

$$H_{\text{вх}}F_2+\frac{\rho v_2^2}{2}F_2-\frac{\rho v_1^2}{2}F_1=\rho F_2v_2(v_2-v_1).$$

Разделив обе части полученного уравнения на F_1 и подставив вместо v_1 ее выражение через v_2 из уравнения неразрывности, т. е.

$$v_1=v_2\frac{F_2}{F_1}=\frac{v_2}{n},$$

мы найдем, обозначив $\frac{F_1}{F_2}=n$, что

$$\frac{H_{\text{вх}}}{n}+\frac{\rho v_2^2}{2n}-\frac{\rho v_2^2}{2n^2}=\frac{\rho v_2^2}{n}-\frac{\rho v_2^2}{n^2}.$$

Умножив обе части уравнения на n и решив его относительно искомой величины $H_{\text{вх}}$, найдем, что

$$H_{\text{вх}}=\left(1-\frac{1}{n}\right)\frac{\rho v_2^2}{2}. \qquad \text{(V-31)}$$

Следовательно, коэффициент сопротивления входа постоянного сечения в трубу с абсолютно острыми кромками равен из выражения (V-31)

$$\zeta_{вх} = 1 - \frac{1}{n} = 1 - \frac{F_2}{F_1}, \qquad \text{(V-32)}$$

будучи отнесенным к скоростному давлению в поперечном сечении трубы A, т. е. к $\frac{\rho v_2^2}{2}$.

Из этого следует, что если воздух входит в трубу A из атмосферы, точнее — из неограниченно большого сечения, то $n = \frac{F_1}{F_2} = \infty$ и соответственно $\zeta_{вх} = 1$.

Аналитически найденная для трубы с абсолютно острыми кромками величина $\zeta_{вх.} = 1$ уменьшается, как это показано в приложении IV, с увеличением относительной толщины или при округлении входной кромки, а также при заделке воздуховода в стенку на расстоянии от нее $b < 0{,}5D$.

Наличие плоской стенки (экрана) перед входом в воздуховод не увеличивает коэффициента сопротивления входа лишь в том случае, когда экран отстоит от плоскости входного отверстия на расстоянии h, не меньшем одного калибра D (см. приложение IV).

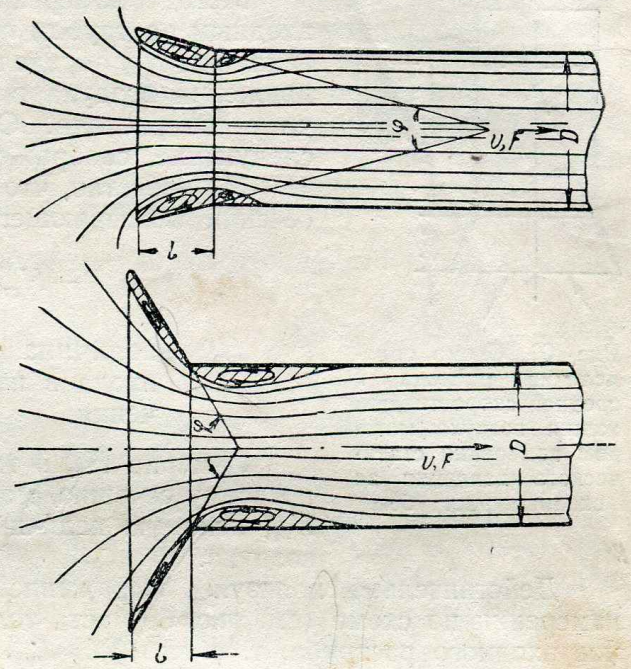


Рис. 68. Распределение вихревых областей в конических входных раструбах при малых и больших углах сужения

Потери давления при входе могут быть существенно снижены, если уменьшить области вихреобразования и связанного с ним сжатия потока: придавая стенкам входного отверстия направление, близкое к траекториям частиц установившегося потока, входящего в трубу, можно уменьшить потери при входе до незначительных величин. При округлении входной кромки радиусом, равным $0{,}2D$, коэффициент сопротивления входа уменьшается в 30 раз по сравнению с незаделанной в стенку трубой.

Вход в трубу с постепенным уменьшением площади поперечного сечения (рис. 68) будем называть входным раструбом, или коллектором.

Воздуховоды обычно присоединяют к аспирируемому оборудованию при помощи входных раструбов, что не только понижает потери давления, но и уменьшает входную скорость, препятствуя заносу тяжелой пыли и отложению ее в воздуховодах.

Входные раструбы могут иметь криволинейные стенки (см. приложение IV), профилированные, например, по дуге круга либо прямолинейные (см. рис. 68) в конических раструбах, более простые в изготовлении.

Для применения в промышленных вентиляционных сетях следует рекомендовать наивыгоднейший угол раскрытия входного раструба $\varphi = 45—70°$, а длину конических входных раструбов в пределах

$l=(0{,}5\div 1{,}0)D$, так как дальнейшее удлинение их не вызывает заметного снижения ζ. Во входных раструбах с переходом от прямоугольного отверстия к круглому можно пользоваться величинами ζ (см. приложение IV), если соотношение сторон прямоугольника не превышает 1,5; за угол раскрытия φ следует принимать соответствующий более длинной стороне.

Определение расхода и средней скорости движения воздуха методом измерения статического давления за входным раструбом. Как указывалось, измерение расхода и скорости движения воздуха в каждом данном сечении воздуховода требует большого количества отдельных измерений скоростного давления, нужных для нахождения средней величины его, что вызвано неравномерностью поля скоростей.

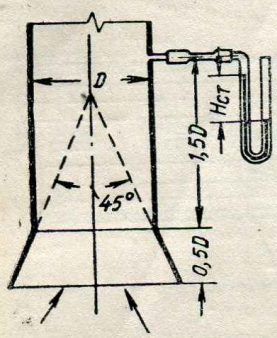


Рис. 69. Схема определения расхода и средней скорости движения воздуха методом измерения статического давления за входным раструбом

Метод измерения статического давления за входным раструбом позволяет по одному измерению величины $H_{ст}$ определять величину средней скорости движения воздуха в трубе и, следовательно, величину его расхода. Основанием для этого служат следующие соображения (рис. 69). Из уравнения (IV-14) известно, что статическое давление в любом сечении всасывающего воздуховода

$$-H_{ст}=-\frac{\rho v^2}{2}-H_{пт},$$

где $H_{пт}$ — величина потерь давления, начиная от входа в него и до рассматриваемого сечения.

Измерив $H_{ст}$ в таком месте, где оно постоянно по всему сечению, можно определить, если известно $H_{пт}$, искомую величину средней скорости движения воздуха.

Действительно, пользуясь выражением (V-27) и учитывая, что при измерении по схеме (см. рис. 69) есть только одно местное сопротивление входного раструба, т. е. что $\sum\zeta=\zeta_{вх}$, можно написать:

$$H_{пт}=\left(\lambda\frac{l}{D}+\zeta_{вх}\right)\frac{\rho v^2}{2}.$$

Подставив это значение $H_{пт}$ в выражение (IV-14), получим:

$$H_{ст}=\frac{\rho v^2}{2}+\left(\lambda\frac{l}{D}+\zeta_{вх}\right)\frac{\rho v^2}{2}=\left(1+\lambda\frac{l}{D}+\zeta_{вх}\right)\frac{\rho v^2}{2},$$

откуда искомая величина средней скорости

$$v=\sqrt{\frac{2H_{ст}}{\rho\left(1+\lambda\frac{l}{D}+\zeta_{вх}\right)}}, \qquad \text{(V-33)}$$

или для стандартного воздуха, при $\rho=0{,}122$ $кГ\cdot сек^2/м^4$,

$$v=4{,}04\sqrt{\frac{H_{ст}}{1+\lambda\frac{l}{D}+\zeta_{вх}}}\ м/сек. \qquad \text{(V-34)}$$

Измерения показывают, что статическое давление становится в достаточной мере постоянным для любой точки сечения на расстоянии $4D$ от входа постоянного сечения с острой кромкой, а при конических входных раструбах с углами сужения $\varphi=30\div 60°$ — на расстоянии $1{,}5D$ от начала цилиндрической трубы. В данном месте или чуть далее и следует располагать отверстие для ввода зонда с целью измерения $H_{ст}$.

При $\frac{l}{D}=1{,}5\div2{,}0$ величина $\lambda\frac{l}{D}$ ничтожна в сравнении с единицей и ошибка в определении λ, вызываемая в частности неизвестностью величины v, не может в пределах технической точности заметно сказаться на результате определения. Для этих целей в пределах $v=6\div15$ *м/сек* можно рекомендовать ориентировочное определение λ, пользуясь простым выражением:

$$\lambda=0{,}013+\frac{0{,}001}{D}, \qquad \text{(V-35)}$$

где D — выражено в метрах.

Величина $\zeta_{вх}$ для конических входных раструбов достаточно хорошо изучена в ЦАГИ и может быть принята для расчетов в соответствии с приложением IV.

Следует отметить, что менее надежно, но при отсутствии входного раструба все же возможно, ориентировочное определение величины v и по входу в трубу постоянного сечения, например с острыми кромками, точно измерив толщину кромок $\frac{\delta}{D}$ и найдя по ней $\zeta_{вх}$ в приложении IV. При этом измерение $H_{ст}$ следует вести на расстоянии $(4\div5)\,D$ от входа в трубу.

Сопротивление сужающихся переходов (конфузоров). Потери давления при внезапном сужении трубы весьма велики, как это видно из выражения (V-31); поэтому в тех случаях, когда необходимо уменьшить сечение воздуховода, применяют сужающиеся конические или пирамидальные переходы, показанные в приложении IV.

И геометрически, и по направлению движения воздуха в них эти фасонные части вполне подобны коническим входным раструбам; несмотря на это, потери давления в сужающихся переходах не только значительно меньше, но они к тому же существенно отличаются от характера потерь во входных раструбах. При входе воздуха из неограниченно большого объема во входном раструбе возникает вихреобразование (см. рис. 68), главным образом, и определяющее потери давления. При сужающихся переходах, особенно при небольших углах раскрытия ($\varphi<30°$), потери определяются в основном внутренним трением, т. е. теми же явлениями, что и в воздуховодах постоянного сечения.

Если обозначить через α — угол раскрытия, а через $n=\frac{F_б}{F_м}$ степень сужения перехода (см. приложение IV), то определяемая чисто аналитически (5) величина коэффициента сопротивления сужающегося перехода круглого сечения

$$\zeta_т=\frac{\lambda}{8\sin\frac{\alpha}{2}}\cdot\frac{n^2-1}{n^2}. \qquad \text{(V-36)}$$

Величина λ в это выражение может быть подставлена в соответствии со средним диаметром коллектора. Для сужающихся воздуховодов прямоугольного сечения с одинаковыми углами раскрытия в двух плоскостях величина $\zeta_т$ может быть определена по той же формуле (V-36).

Величина коэффициента $\zeta_т$ учитывает только потери на трение в сужающемся переходе, которые весьма малы; для любого n в пределах $\alpha=10\div45°$ величина $\zeta_т<0{,}04$.

Фактическая величина потерь давления в сужающихся переходах, как показывают измерения, в некоторых случаях, особенно при $\alpha>20\div30°$, значительно больше в результате вихреобразования и сжатия потока в меньшей цилиндрической трубе. В связи с этим для α до 90° коэффи-

циент сопротивления сужающегося перехода приближенно может быть принят равным

$$\zeta_{сп} \approx \zeta_{т} + 0{,}001\alpha^{\circ}, \qquad \text{(V-37)}$$

где α° — угол сужения перехода, выраженный в градусах.

Сопротивление выходных раструбов и расширяющихся переходов (диффузоров). Геометрически та же фасонная часть воздуховода, что и конический входной раструб или сужающийся переход, т. е. усеченный конус, при обратном направлении движения воздуха в нем полностью изменяет характер и, следовательно, величину своего сопротивления (рис. 70).

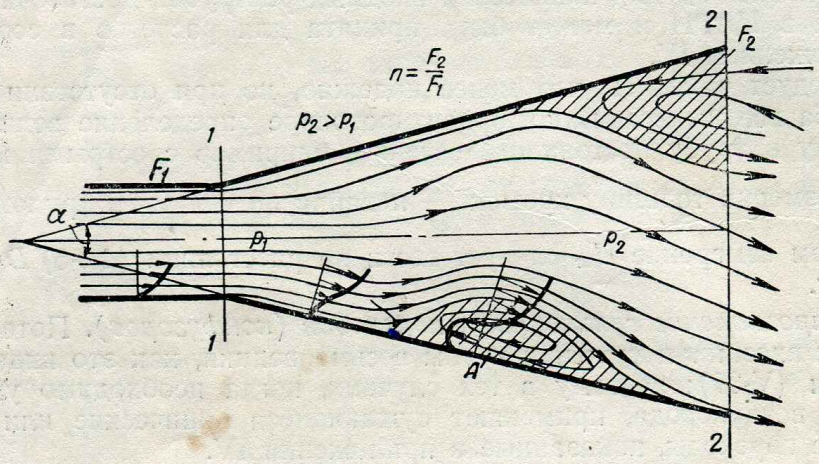


Рис. 70. Схема возникновения обратных течений в пограничном слое и срыва потока в расширяющемся воздуховоде

Коническую, или пирамидальную, часть воздуховода с движением воздуха от меньшего сечения к бóльшему (диффузор) условимся называть выходным раструбом при установке его на выходе из сети или расширяющимся переходом при установке его между меньшим и бóльшим по своему сечению участками воздуховодов. Степень расширения перехода или выходного раструба представляет собой соотношение между площадями поперечного сечения выхода ($F_2 = F_б$) и входа ($F_1 = F_м$) в раструб или переход, т. е. $n = \frac{F_2}{F_1} = \frac{F_б}{F_м}$.

Выходные раструбы применяют с целью уменьшения потерь давления при выходе воздуха из сети наружу. Потери эти принимают равными полной величине скоростного давления, соответствующего средней скорости в плоскости выходного отверстия, т. е. коэффициент сопротивления свободному выходу воздуха $\zeta_{вых} = 1$.

Следовательно, если диаметр выходного отверстия увеличить вдвое, скорость выхода уменьшится вчетверо, а потери на удар при выходе уменьшатся в 16 раз (v — обратно пропорционально D^2, а $H_у$ — прямо пропорционально v^2). Однако, теряя на удар при этом действительно лишь $^1/_{16}$ скоростного давления в меньшем сечении выходного раструба, мы не можем полностью сэкономить все остальные $^{15}/_{16}$ скоростного давления, расходуя часть этого остатка на преодоление сопротивления выходного раструба.

Характер основной части сопротивления выходных раструбов обусловливается особенностями строения потока в расширяющихся воздуховодах. После некоторого, относительно небольшого значения угла раскрытия (например 8—10°) расширяющийся поток становится менее равномерным, теряет симметричность своего поля скоростей, сбивается

то в одну, то в другую сторону, становясь неустойчивым во времени, и, наконец, отрывается от стенок воздуховода, как это схематически показано на рис. 70.

Для определения величины коэффициента потерь на трение в расширяющемся воздуховоде ($\zeta_т$) можно пользоваться выражением (V-36); но для получения полной величины коэффициента потерь в расширяющемся воздуховоде к $\zeta_т$ нужно прибавить коэффициент потерь, вызываемых расширением ($\zeta_р$), т. е.

$$\zeta_{р.\,в} = \zeta_т + \zeta_р. \qquad \text{(V-38)}$$

Величина $\zeta_р$ для расширяющихся воздуховодов круглого сечения в пределах $\alpha = 0 \div 40°$ может быть найдена по эмпирической

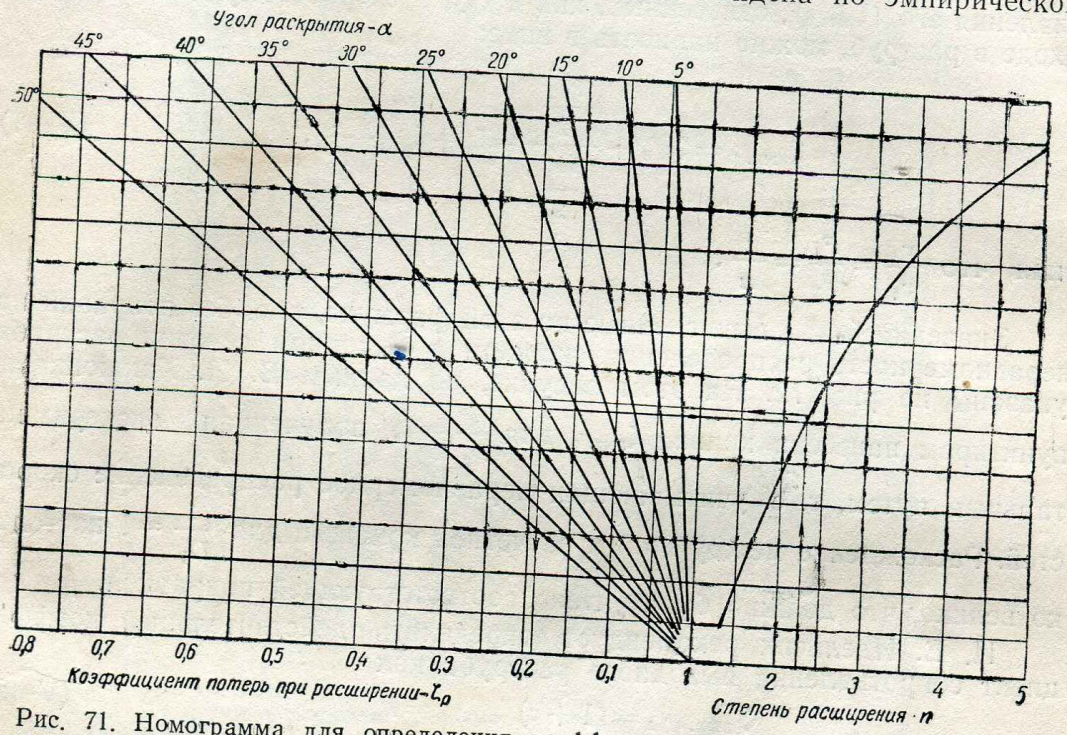


Рис. 71. Номограмма для определения коэффициента потерь при расширении потока в воздуховодах круглого сечения (пример $n = 2{,}25$; $\alpha = 30°$; $\zeta_р = 0{,}19$)

формуле, предложенной И. Е. Идельчиком (27) на основании анализа результатов исследований ряда авторов:

$$\zeta_р = 3{,}2\, k_ф \left(\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}\right)^{1{,}25} \left(\frac{n-1}{n}\right)^2, \qquad \text{(V-39)}$$

где $k_ф$ — коэффициент формы поля скоростей перед входом в диффузор, растущий с увеличением неравномерности поля и не превышающий обычно 1,5 при $\alpha > 15°$ (25).

Формула эта с погрешностью, не превышающей 15%, охватывает весь практически необходимый диапазон углов раскрытия, так как применение расширяющихся воздуховодов с $\alpha > 40°$ рекомендовать не следует.

Для расширяющихся воздуховодов квадратного сечения в пределах $\alpha = 0 \div 25°$ и с некоторым преувеличением до $\alpha = 30°$

$$\zeta_р = 6{,}2\, k_ф \left(\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}\right)^{1{,}25} \left(\frac{n-1}{n}\right)^2. \qquad \text{(V-40)}$$

С достаточной степенью точности величина $\zeta_р$ может быть определена по составленной нами номограмме (рис. 71), способ пользования

которой ясен из приведенного на ней примера и рассмотрения помеченных стрелками линий. Для расширяющихся воздуховодов квадратного сечения достаточно умножить полученные по этой номограмме величины $\zeta_р$ на 1,94 $\left(=\frac{6,2}{3,2}\right)$.

При расчете сопротивления выходных раструбов к величине $\zeta_{р.в}$ (V-38) необходимо прибавить величину скоростного давления в выходном сечении при повышенной неравномерности поля скоростей, вызванной расширением потока.

Если не учитывать этой неравномерности распределения скоростей в сечении F_2 (см. рис. 70) выходного раструба, то коэффициент сопротивления его ($\zeta_{вых.р}$), отнесенный, как и $\zeta_{р.в}$, к скоростному давлению при входе в раструб, можно написать в виде:

$$\zeta_{вых.\,р}=\zeta_{р.\,в}+\frac{\frac{\rho v_2^2}{2}}{\frac{\rho v_1^2}{2}}=\zeta_т+\zeta_р+\frac{1}{n^2}, \qquad (V\text{-}41)$$

зная, что $\frac{v_2}{v_1}=\frac{F_1}{F_2}=\frac{1}{n}$.

Значения $\zeta_{вых.\,р}$, вычисленные по этой формуле, т. е. без поправки на неравномерность распределения скорости в выходном сечении раструба указаны на рис. 72. На этом рисунке, по данным В. И. Ханжонкова, пунктиром нанесена кривая $\zeta_{вых.\,р}$ для $\frac{l}{D_1}=1$, полученная экспериментальным путем, т. е. учитывающая неравномерное распределение скоростей. Расхождение между этой и расчетной кривыми для $\frac{l}{D_1}=1$ настолько велико, что должно быть учтено соответствующей поправкой.

И. Е. Идельчик рекомендует определять действительный коэффициент сопротивления выходного раструба как

$$\zeta_{(вых.\,р)\,д}=(1+\sigma)\zeta_{вых.\,р}=k_н\zeta_{вых.\,р}, \qquad (V\text{-}42)$$

считая $\sigma=0\div0,5$.

Так как неравномерность распределения скоростей в конечном сечении расширяющегося воздуховода тем значительнее, чем короче раструб и больше угол раскрытия его, то и величина поправки возрастает с уменьшением $\frac{l}{D_1}$ и увеличением α.

Зная по данным других исследователей, что при $\frac{l}{D_1}\approx2,5$ поправка σ становится незначительной и с дальнейшим увеличением длины раструба стремится к нулю, рекомендуем временно, до будущего уточнения этого вопроса, пользоваться в технических расчетах коэффициентами учета неравномерности ($k_н$) распределения скоростей в выходном сечении, приведенными в виде кривых на рис. 73. Вычисленные для различных значений $\frac{l}{D_1}$ их величины $\zeta_{(вых.\,р)\,д}$ даны в приложении IV.

Ступенчато-расширяющиеся переходы и выходные раструбы, коэффициенты сопротивления которых также приведены в приложении IV, исследованы в ЦАГИ. Они могут быть рекомендованы во всех случаях, когда при относительно небольшой длине перехода или выходного раструба необходимо достигнуть значительного снижения скорости при небольших потерях энергии.

Сопротивление колен и отводов. Фасонные части воздуховодов, осуществляющие изгибы оси потока в нужном направлении, называются коленами, или отводами (рис. 74). Так как существенного различия между этими деталями нет (разница лишь в величине радиусов закругления), то в дальнейшем будем называть отводы также коленами.

Форма указанных деталей характеризуется:

— диаметром D поперечного сечения круглого колена или сторонами прямоугольного сечения h и b (см. приложение IV).

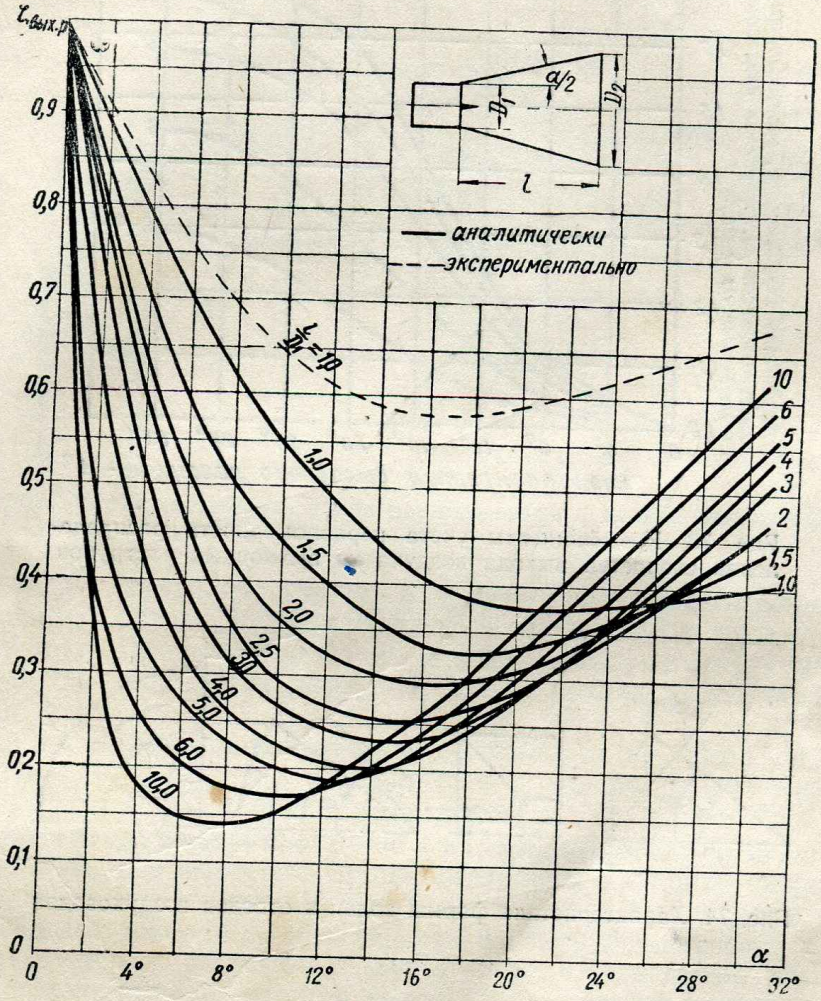


Рис. 72. Коэффициент сопротивления выходных раструбов круглого сечения (сплошными — без учета влияния неравномерности распределения скорости воздуха в сечении выхода)

— углом поворота α, отсчитываемым так, как это показано на рис. 74;

— радиусом закругления колена $R_к$, отсчитываемым по оси трубы и выражаемым обычно количеством n внутренних диаметров трубы $R_к = nD$ при круглом сечении ее или через ширину прямоугольного канала $R_к = nb$.

Колено вентиляционных воздуховодов, обычно изготовляемое из тонкой листовой стали, состоит из ряда соединенных фальцами звеньев (рис. 75). Дополнительной характеристикой такого колена является число звеньев (сегментов), характеризующее плавность изгиба при данных величинах α и $R_к$.

Для того чтобы составить представление о причинах потерь давления в колене, рассмотрим физическую сущность происходящих в нем

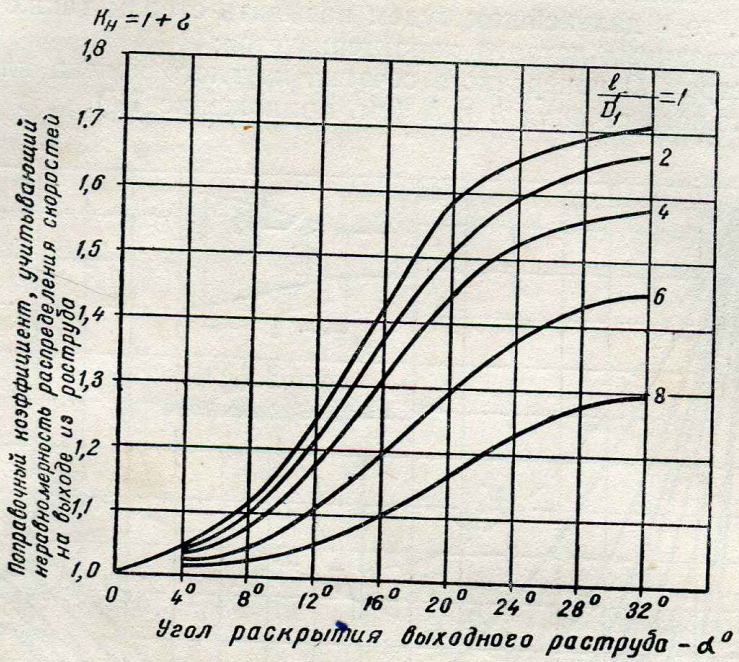


Рис. 73. Коэффициенты учета неравномерности распределения скоростей выхода воздуха из выхлопных раструбов

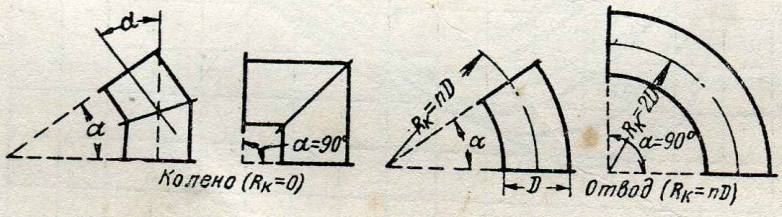


Рис. 74. Характеристика формы колен и отводов воздуховодов

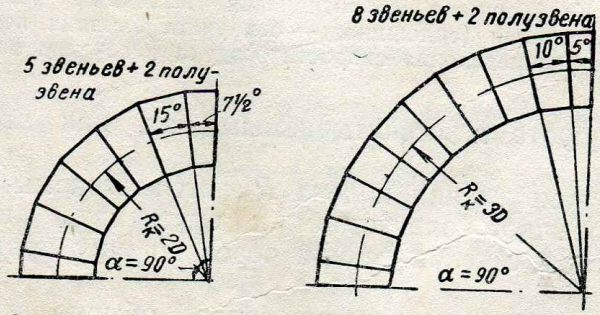


Рис. 75. Колена из листовой стали, составленные из нескольких звеньев (сегментов)

явлений. Ранее уже были схематично рассмотрены явления, возникающие в колене, и на рис. 65 показаны области вихреобразования в колене, наличие которых является одной из причин уменьшения запаса энергии потока. Образованию вихревых областей у внешней и внутренней стенок колена сопутствует деформация скоростного поля: во входном участке происходит уменьшение скоростей движения струек потока, прилегающих к внешней стенке, и ускорение струек у внутренней стенки колена, а в выходном участке колена наблюдаются обратные явления.

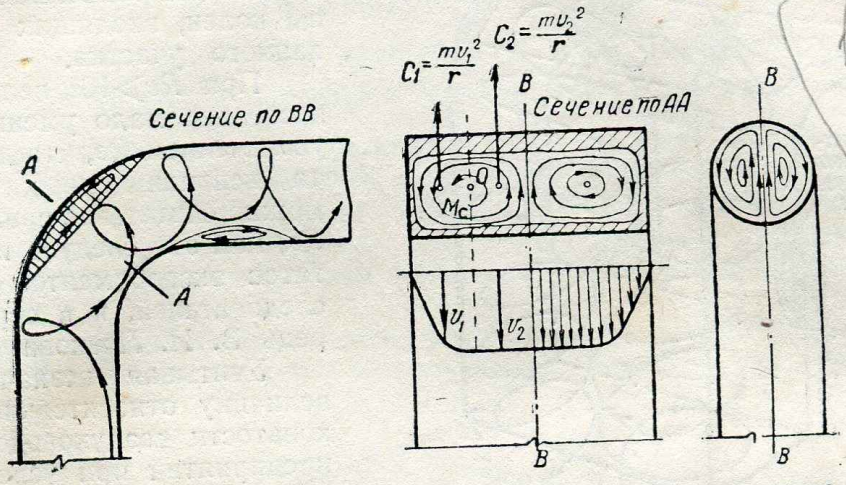


Рис. 76. Причины образования парного вихря в колене воздуховода

Строение реального потока в колене осложняется, кроме того, закручиванием потока в так называемый парный вихрь: наряду с основным поступательным движением поток в колене закручивается, и в результате сложения этих движений линии потока приобретают винтообразную форму.

Причины закручивания потока в колене могут быть уяснены при рассмотрении рис. 76. Для этого рассечем колено плоскостью симметрии BB на две части и будем рассматривать левую половину поперечного сечения. При повороте потока в колене развиваются центробежные силы, которые, как известно, пропорциональны квадрату скорости. Так как скорости v_2 в центральной части ядра потока больше, чем в частях, прилегающих к боковой стенке (v_1), то и центробежная сила C_2, располагающаяся справа от точки 0, будет больше, чем такая же сила C_1, но расположенная слева от этой точки. Под влиянием разности этих сил возникает момент центробежных сил M_c относительно некоторой точки 0, приводящий поток во вращение. Такая же картина наблюдается и в правой симметричной части сечения, в результате чего в колене образуется парный вихрь, для создания которого затрачивается часть энергии потока. Превращаясь в итоге в тепло, энергия эта для потока теряется, что выражается в потерях давления. Вращение потока, вызванное коленом, продолжается и в прямом участке трубы, следующем за коленом, и прекращается весьма медленно на очень большом расстоянии, достигающем $80\,D$.

Таким образом, строение потока реальной жидкости в колене очень сложно: оно характеризуется одновременным наличием двух вихревых областей и закручиванием потока в парный вихрь, как это показано на общей схеме потока (рис. 77).

Приведенная схема подчеркивает, что потери давления в колене вызываются не изгибом потока, а сложными явлениями вихреобразования; из них основным является образование вихревых областей у внешней и внутренней стенок колена (см. рис. 65), вызывающих резкую

неравномерность поля скоростей. Возникновение парного вихря обусловливает относительно меньшие потери давления.

Приводимые ниже величины коэффициентов сопротивления колен $\zeta_{кн}$ не учитывают потерь давления на трение; следовательно, при определении суммы потерь давления в каком-либо участке, к длине прямолинейных частей его должна быть прибавлена сумма выпрямленных величин длины колен, входящих в состав данного участка.

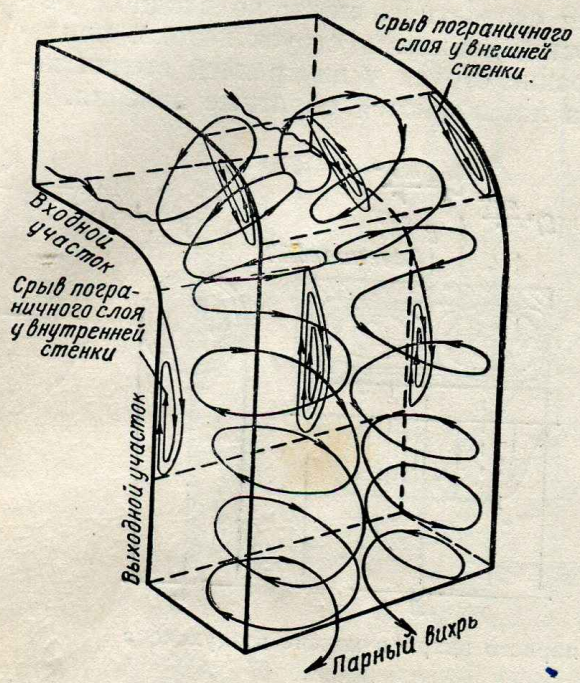


Рис. 77. Общая схема образования вихрей в колене воздуховода

При $Re > 10^5$ величина $\zeta_{кн}$ настолько мало уменьшается с увеличением Re, что для расчета вентиляционных сетей ее можно считать не зависимой от Re, как это следует из результатов экспериментов ряда исследователей, и в первую очередь В. И. Левкова (1928 г.).

Учитывая незначительную величину относительной шероховатости воздуховодов наших предприятий при условии правильной эксплуатации вентиляционных сетей, можно ориентироваться на величины $\zeta_{кн}$, взятые для гладких колен [1].

Коэффициент сопротивления колен с круглым и квадратным поперечными сечениями повышается с увеличением числа факторов, усиливающих интенсивность вихреобразования, т. е. с увеличением угла поворота потока (α) и уменьшением радиуса закругления колена $R_к$.

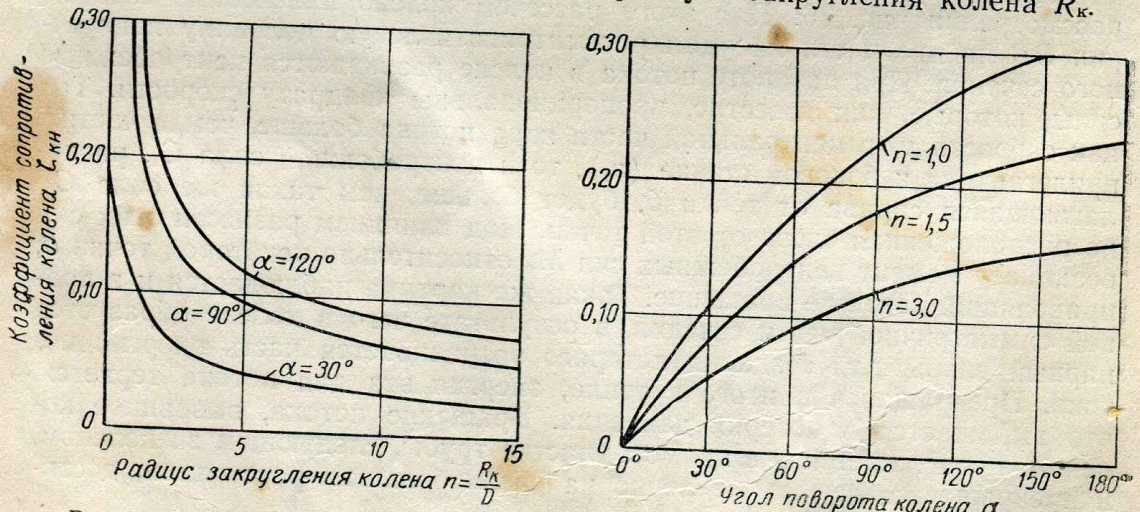


Рис. 78. Характер зависимости коэффициента сопротивления колена от радиуса закругления и угла поворота его

Сопротивление колен с острыми кромками ($R_к = 0$) весьма велико, как это видно из приложения IV: уже при $\alpha = 80°$ теряется давление,

[1] Подробнее и точнее о влиянии числа Re и шероховатости на сопротивление колен см. в статье И. Е. Идельчика, опубликованной в № 4 сборника «Промышленная аэродинамика». ЦАГИ, М., 1953.

равное динамическому ($\zeta_{кн}=1$); поэтому их применяют лишь в исключительных случаях, при небольших углах поворота.

Исследования сопротивления колен с $R_к=nD$, где $n>1$, показывают, что интенсивность вихреобразований в колене после $\alpha=60—70°$ нарастает с явно выраженным замедлением (рис. 78). Струйки потока как бы уже приобрели нужный для поворота характер движения и в структуре потока при дальнейшем повороте его не происходит уже столь значительных изменений, какие наблюдались при относительно малых углах.

С увеличением радиуса закругления $\frac{R_к}{D}$ интенсивность вихреобразований неизбежно должна уменьшиться. При бесконечно большом отношении $\frac{R_к}{D}$ колено обращается в прямую трубу и величина вихревых потерь, характеризуемых $\zeta_{кн}$ стремится к нулю (см. рис. 78). Усложнять и удорожать вентиляционную сеть, увеличивая радиусы закруглений колен более $(2{,}0\div2{,}5)D$ не следует, так как это не вызывает существенного уменьшения величин $\zeta_{кн}$ (см. рис. 78); увеличение значения n до 5—8 может быть целесообразным лишь для установок пневматического транспорта.

Анализ результатов ряда исследований коэффициента сопротивления колена приводит к следующему общему выражению его, если α выразить в градусах:

$$\zeta_{кн}=0{,}008\frac{\alpha^{0,75}}{n^{0,6}}, \qquad \text{(V-43)}$$

где $n=\frac{R_к}{D}$. В виде, более удобном для вычислений

$$\zeta_{кн}=0{,}008\left(\frac{\sqrt[4]{\alpha}}{\sqrt[5]{n}}\right)^3.$$

Предложенное нами выражение $\zeta_{кн}$ достаточно хорошо передает результаты непосредственных измерений для наиболее употребительных радиусов закруглений $n=1\div8$ и $\alpha=20\div180°$, предусматривая изготовление колен из листовой стали со звеньями, имеющими угол 15—18°, т. е. 5—6 звеньев для колена с $\alpha=90°$; большего количества мелких звеньев не следует делать, так как это незначительно уменьшает величину $\zeta_{кн}$.

Выражение (V-43) применимо и для колен с квадратным поперечным сечением $\left(n=\frac{R_к}{b}\right.$, где b — сторона квадрата$\left.\right)$. Для колен прямоугольного сечения в полученный результат нужно внести указанную в приложении IV поправку, определяемую отношением одной стороны поперечного сечения h к другой стороне b, лежащей в плоскости изгиба. Коэффициент сопротивления колен с прямоугольным поперечным сечением

$$\zeta_{кн.\,пр}=c\zeta_{кн.\,кв}, \qquad \text{(V-44)}$$

где $\zeta_{кн.кв}$ — коэффициент сопротивления для колена с круглым или квадратным сечением (выражение V-43), определяемый также по приложению IV. Приведенные в этом приложении изменения величины c в зависимости от величины отношения $\frac{h}{b}$ показывают, что плоскость изгиба колен с прямоугольным сечением следует располагать, как правило, вдоль меньшей стороны сечения.

Сопротивление колен с квадратным и прямоугольным поперечными сечениями, располагаемых в условиях ограниченного пространства (малые $R_к$), может быть существенно уменьшено в результате применения направляющих лопаток (рис. 79), упорядочивающих поток и затрудняющих вихреобразование в колене.

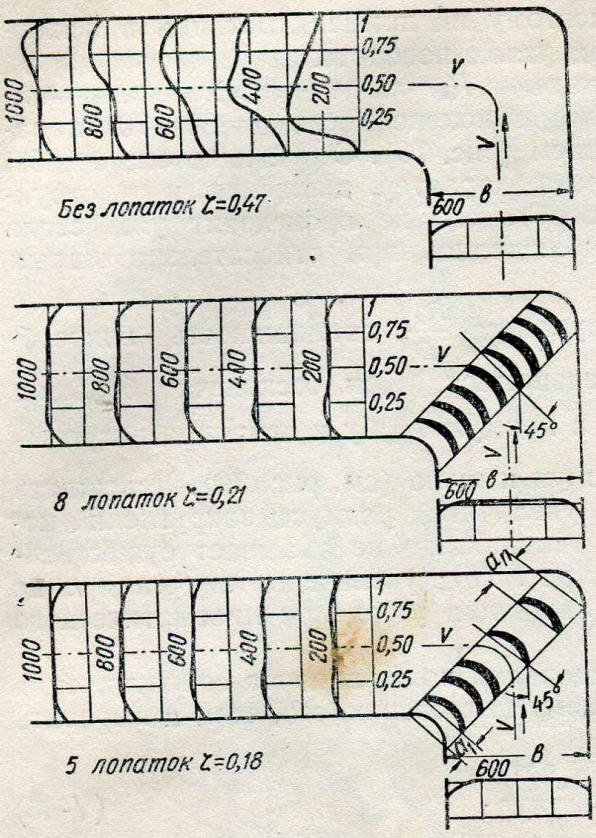


Рис. 79. Колено с равномерным и неравномерным распределением направляющих лопаток (сравнение скоростных полей и коэффициентов сопротивлений на основе исследований ЦАГИ)

Данные о профилировании, расположении и практически осуществимых способах применения направляющих лопаток в коленах изложены в специальных работах (28, 29).

В практике эксплуатации вентиляционных систем встречаются случаи непосредственного соединения колен, схематически показанные на рис. 80. Вопрос о величине общего коэффициента сопротивления таких деталей мало изучен. Для технических расчетов ориентировочно можно считать ζ таких соединений равным сумме $\zeta_{кн}$, составляющих данную деталь, за исключением случая *а*.

Следует отметить, что сопротивление суммы фасонных частей воздуховодов не равно сумме их сопротивлений; взаимовлияние этих частей на потери давления в них до настоящего времени также остается мало изученным. Для вентиляционных воздуховодов это, однако, в большинстве случаев не имеет существенного значения и в расчетах им можно пренебречь, так как фасонные элементы располагают обычно на расстоянии больше 3—5 калибров, при котором взаимовлияние их незначительно.

Сопротивление протеканию потока через отверстия. Такие часто встречающиеся и различные на первый взгляд сопротивления, как диафрагма или шайба [1], плоские решетки и сетки, вход в воздуховод или выход из него через отверстие (см. приложение IV) могут быть рассчитаны с практически достаточной степенью точности на основании одного общего выражения коэффициента сопротивления при протекании потока через отверстия:

$$\zeta_{по} = \left(0{,}707\sqrt{1-\frac{F_2}{F_1}}+1-\frac{F_2}{F_3}\right)^2, \qquad (V\text{-}45)$$

где F_1, F_2 и F_3 — площади поперечного сечения, показанные на рис. 81, причем величина коэффициента $\zeta_{по}$ отнесена к скоростному давлению, в наиболее узком сечении F_2, т. е. к $\frac{\rho v_2^2}{2}$.

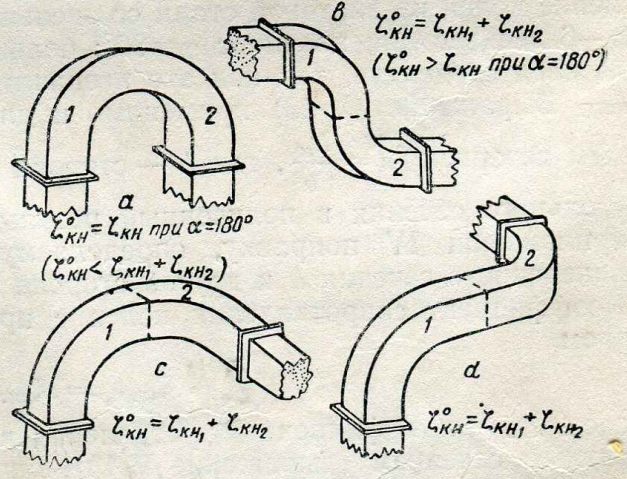


Рис. 80. Последовательные соединения двух колен с $\alpha=90°$ и ориентировочные величины коэффициентов сопротивления для этих случаев

Применение этого аналитическим путем полученного общего выражения к различным встречающимся на практике частным случаям позволяет получить величины ζ для многих местных сопротивлений (основные приведены в приложении IV). Так, для вне-

[1] Шайба показана на рис. 82.

запного сужения воздуховода величина F_2 на рис. 81 равна F_3 и, следовательно, коэффициент сопротивления при внезапном сужении $\zeta_{вс_2}$ отнесенный к той же скорости v_2, будет равен по выражению (V-45)

$$\zeta_{вс_2} = \left(0{,}707\sqrt{1-\frac{F_2}{F_1}}\right)^2 =$$

$$= 0{,}5\left(1-\frac{1}{n}\right), \qquad \text{(V-46)}$$

где $n = \frac{F_1}{F_2} > 1$. Величины $\zeta_{вс_2}$ для различных значений $n = 1 \div 10$ приведены в приложении IV.

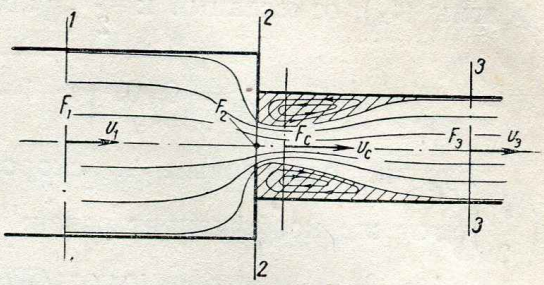


Рис. 81. Схема прохождения потока через отверстие (к выводу общего выражения потерь давления)

Особенно большой практический интерес представляет сопротивление диафрагм и шайб. Диафрагмой называют местное сужение воздуховода посредством тонкой пластинки, расположенной нормаль-

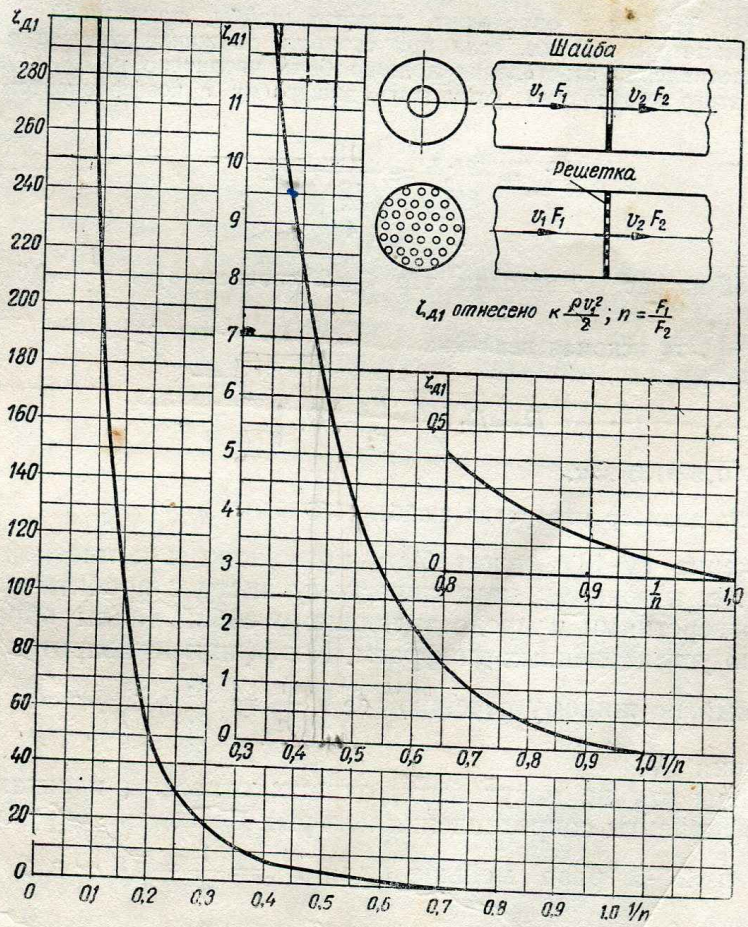


Рис. 82. Кривые для определения коэффициента сопротивления шайб и плоских сеток

но к оси воздуховода. Шайба представляет собой частный случай диафрагмы с центрально расположенным круглым отверстием (рис. 82). Диафрагмы и шайбы часто применяют для регулирования (уменьшения) пропускной способности ответвлений воздуховодов, а иногда для измерения ее по величине разности $H_{ст}$ до и после диафрагмы.

Для диафрагмы или шайбы, установленной в воздуховоде постоянного сечения, $F_3 = F_1$ (V-45); поэтому коэффициент сопротивления диафрагмы ($\zeta_{д_2}$), отнесенный к $\frac{\rho v_2^2}{2}$, равен:

$$\zeta_{д_2} = \left(0{,}707\sqrt{1-\frac{1}{n}}+1-\frac{1}{n}\right)^2. \qquad \text{(V-47)}$$

Будучи отнесенным к скоростному давлению в воздуховоде $\left(\frac{\rho v_1^2}{2}\right)$, тот же коэффициент равен:

$$\zeta_{д_1} = [0{,}707\sqrt{n(n-1)}+n-1]^2. \qquad \text{(V-48)}$$

Выражение это в пределах обычных значений Re допустимо считать не зависящим от Re (точнее см. в приложении IV).

Кривая, приведенная на рис. 82, вычислена на основе выражения (V-48) и может служить для расчета шайб при регулировании пропускной способности, т. е. сопротивления ответвлений.

Пример. Требуется определить диаметр шайбы, намеченной к установке в ответвлении диаметром 200 *мм*, если при скорости движения воздуха в нем, равной 12 *м/сек*, сопротивление ответвления должно быть увеличено на 18 *кГ/м²*.

▲ Для этого необходимо установить диафрагму с коэффициентом сопротивления, равным:

$$\zeta_{д_1} = \frac{H_{пт.\,д}}{\frac{\rho v_1^2}{2}} \approx \frac{18}{\left(\frac{12}{4}\right)^2} = 2.$$

По кривой на рис. 82 находим, что $\zeta_д = 2$ соответствует $\frac{1}{n} = 0{,}6 = \frac{F_2}{F_1}$, и так как $\frac{F_2}{F_1} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2$, то искомая величина

$$D_2 = D_1\sqrt{\frac{F_2}{F_1}} = D_1\sqrt{\frac{1}{n}}, \qquad \text{(V-49)}$$

или $D_2 = 200\sqrt{0{,}6} = 155$ *мм*.

(Результат: диаметр отверстия шайбы = 155 *мм*).

Выражение (V-48) может быть применено и к плоской сетке (см. рис. 82), т. е. к тонкому металлическому листу с пробитыми в нем без заусениц отверстиями и представляющему собой таким образом сумму параллельно установленных диафрагм. Коэффициент сопротивления сетки, определяемый по живому сечению ее $\left(\frac{1}{n} = \frac{F_2}{F_1} = \frac{F_ж}{F_1} = \bar{F}_ж\right)$, приведен в приложении IV.

Величины эти не могут быть, однако, отнесены к ситам из проволоки, коэффициенты сопротивления которых благодаря округлению краев отверстий в 2—3 раза меньше (для $\bar{F}_ж = \frac{1}{n} = 0{,}8 \sim$ в 2 раза и для $\bar{F}_ж = 0{,}25 \sim$ в 3 раза).

Коэффициенты сопротивления проволочных и шелковых сит были исследованы в 1939 г. А. М. Дзядзио и Л. И. Котляром [1] и в 1944 г. В. И. Ханжонковым. Результаты этих экспериментов вполне тождественны и указывают на некоторую, существенную лишь при малых значениях Re, зависимость коэффициента сопротивления от числа Рейнольдса.

[1] Исследование проводилось в Одесском технологическом институте имени И. В. Сталина.

Коэффициент сопротивления тканых сит может быть выражен как

$$\zeta_c = k_c(1-\overline{F}_ж)+\left(\frac{1}{\overline{F}_ж}-1\right)^2, \qquad \text{(V-50)}$$

где для сит проволочных $k_c=1$ и шелковых $k_c=2{,}1$.

Сопротивление сит определяется, следовательно (выражение V-50), только величиной живого сечения сита вне зависимости от числа отверстий, приходящихся на единицу длины или площади каждого сита.

Зависимость ζ_c от числа Re, отнесенного к среднему диаметру нити сита $d_{ср}$, т. е. от $Re=\frac{v_1 d_{ср}}{\nu}$, может быть выражена поправочным коэффициентом (m). Иначе говоря, коэффициент сопротивления сита при любом числе Re равен

$$\zeta_{cRe} = m\zeta_{c\,Re=\text{const}}, \qquad \text{(V-51)}$$

где $\zeta_{c\,Re=\text{const}}$ — коэффициент сопротивления при некотором постоянном Re определяется по выражению (V-50), а m — в соответствии с результатами экспериментов равен:

при $Re=$	20	50	100	150	200	300	400	500	1000	1100	1300
для проволочных сит $m=$	—	1,45	1,24	1,13	1,08	1,03	1,01	1,00	1,00	1,01	1,03
для шелковых сит $m=$	1,27	1,12	1,02	1,00	1,00	1,00	1,02	1,05	—	—	—

В приложении IV приведены величины $\zeta_{c\,Re=\text{const}}$, т. е. при $m=1$, для сит с различными значениями $\overline{F}_ж$.

Для регулирования перемещаемых объемов в вентиляционных воздуховодах часто устанавливают задвижки или поворотные заслонки (рис. 83). Коэффициенты сопротивления задвижек приведены в приложении IV, а для поворотных заслонок — в табл. 3.

Таблица 3

Коэффициенты сопротивления поворотных заслонок

Угол поворота заслонки $\delta°$	5°	10°	20°	30°	40°	45°	50°	60°	70°	90°
Для круглой трубы ζ	0,24	0,52	1,54	3,91	10,8	18,7	32,6	118	751	∞
Для прямоугольной трубы ζ . .	0,28	0,45	1,34	3,54	9,27	16,0	24,9	77,4	368	∞

Сопротивление тройников. Детали воздуховодов, служащие для соединения или разъединения потоков, называются тройниками (рис. 84).

Геометрически тройник может быть охарактеризован:

— соотношением размеров входных и выходных отверстий: в тройниках с круглым поперечным сечением — соотношением диаметров воздуховодов прямого потока, бокового и общего, т. е. $D_п$, $D_б$ и $D_о$; в тройниках с другими видами поперечного сечения — соотношением площадей отверстий $F_п$, $F_б$ и $F_о$;

— углом α соединения труб.

Несимметричный тройник (см. рис. 84, *а*) — наиболее распространенный вид этих деталей. Стандартный тройник данного вида проектируют и выполняют при условии равенства площадей поперечного

сечения входа и выхода из него, т. е. при условии $F_б + F_п = F_о$ или, что то же, $D_п^2 + D_б^2 = D_о^2$.

Разветвления, изображенные на рис. 84,*c* и *d*, хотя к ним присоединяют более трех труб, также иногда называются тройниками (*c* — полуторный тройник, *d* — двойной тройник). Их применяют значительно реже, чем обычные тройники.

До сих пор мы рассматривали такие детали воздуховодов, в которых двигался один поток; коэффициент сопротивления их в области больших *Re*, где влияние этого числа невелико,

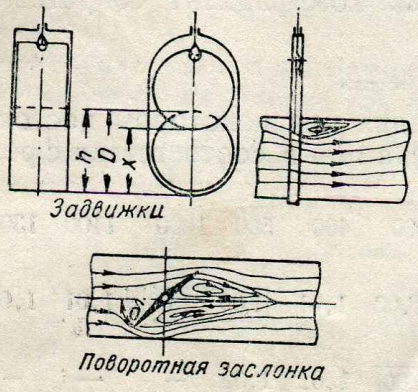


Рис. 83. Задвижки и поворотные заслонки для регулирования перемещаемых объемов воздуха

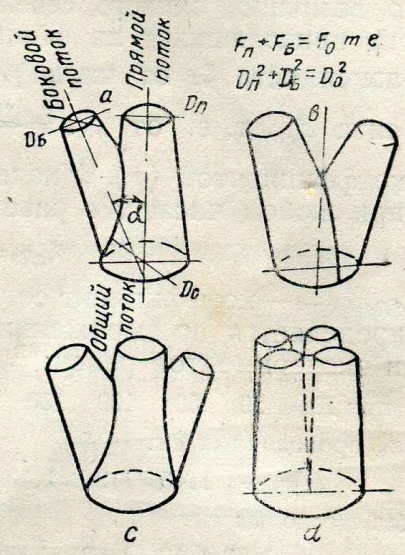


Рис. 84. Различные виды разветвлений воздуховодов (тройники)

определялся исключительно геометрическими данными, т. е. только формой детали. Величина же гидравлического сопротивления тройника — детали, соединяющей два или несколько потоков, сильно зависит, кроме формы, и от соотношения скоростей потоков.

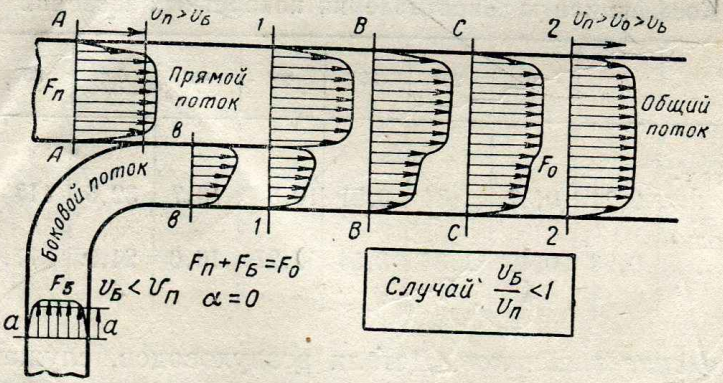


Рис. 85. Изменение скоростных полей в различных сечениях простейшего тройника

Для уяснения характера потерь давления в тройниках всасывающей сети рассмотрим явления, происходящие в наиболее простом с аэродинамической точки зрения тройнике, в котором соединяемые потоки вполне параллельны, т. е. $\alpha = 0$ (рис. 85). Скорости движения потоков — прямого $v_п$ и бокового $v_б$ в общем случае различны; этот общий случай и изображен на рис. 85, причем скорость в боковом направлении принята меньшей, чем в прямом $\left(v_б < v_п, \text{ или } \frac{v_б}{v_п} < 1\right)$.

В сечении *1-1*, т. е. в начале слияния потоков, скоростное поле тем более неравномерно, чем больше разнятся скорости потоков; фактически в сечении *1-1* будут два скоростных поля, сливающихся далее одно с другим на протяжении некоторого участка между сечениями *1-1* и *2-2*. При этом скорость быстрого потока будет уменьшаться от $v_п$ до v_o, в то время как скорость медленного потока увеличится от $v_б$ до v_o.

Таким образом, быстрый поток теряет часть своей кинетической энергии (положительные потери давления), которая, однако, для общего потока не является невозвратимой потерей, поскольку она затрачивается на ускорение медленного потока; энергия его вследствие этого возрастает, что можно охарактеризовать, приписав потерям давления для медленного потока отрицательный знак.

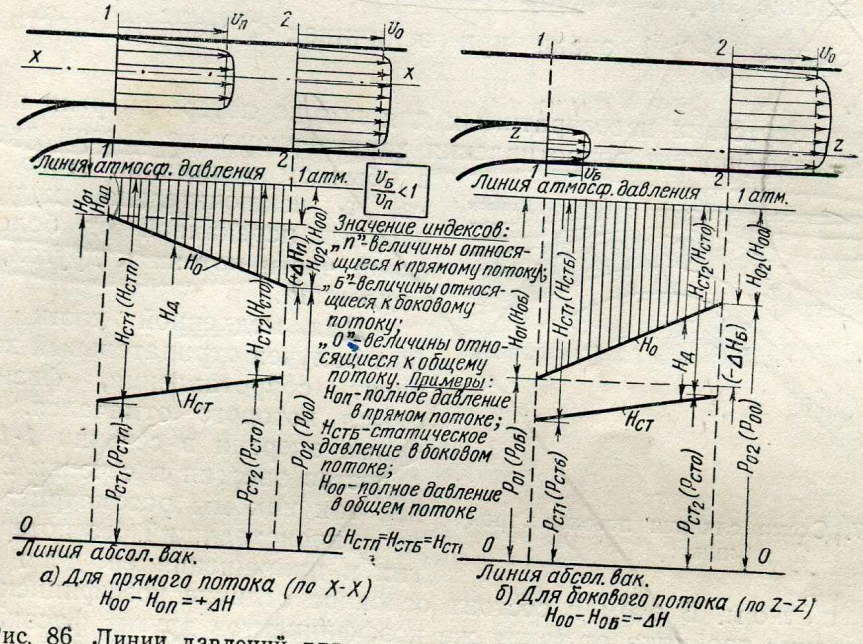


Рис. 86. Линии давлений для прямого и бокового потоков в тройнике без потерь в нем

Как указывалось, потеря давления — положительная разность полных давлений, характеризующих величину запаса энергии в единице объема воздуха. Даже при полном отсутствии каких бы то ни было невозвратимых потерь между сечениями *1-1* и *2-2* разность полных давлений в них при $\frac{v_б}{v_п} < 1$ равна для прямого направления (рис. 86)

$$-H_{o_1}-(-H_{o_2})=-H_{оп}-(-H_{oo})=H_{oo}-H_{оп}=+\Delta H_п,$$

т. е. положительна, так как прямой поток теряет часть своего запаса энергии вследствие уменьшения скорости.

Следовательно, определяя коэффициент гидравлического сопротивления как разность полных давлений, отнесенную к скоростному давлению $\frac{\rho v_п^2}{2}$, находим для быстрого, в данном случае прямого, потока положительный коэффициент местного сопротивления:

$$\frac{+\Delta H_п}{\frac{\rho v_п^2}{2}}=+\zeta_п. \qquad \text{(V-52)}$$

Энергия медленного, в данном случае бокового потока, при этом увеличилась; отрицательное полное давление в общем сечении $(-H_{oo})$,

т. е. в сечении *2-2*, меньше по своей абсолютной величине, чем в сечении *1-1* ($H_{об}$) в результате возрастания $v_б$ до $v_о$. Поэтому для бокового потока

$$-H_{o_1}-(-H_{o_2})=-H_{об}-(-H_{оо})=H_{оо}-H_{об}=-\Delta H_б,$$

т. е. потери давления и коэффициент сопротивления тройника по боковому направлению

$$\frac{-\Delta H_б}{\frac{\rho v_б^2}{2}}=-\zeta_б \qquad \text{(V-53)}$$

имеют отрицательный знак, что характеризует по существу не потери, а приращение энергии бокового потока.

В случае $\frac{v_б}{v_п}>1$ знаки при величинах ζ меняют места ($-\zeta_п$ и $+\zeta_б$).

При отсутствии невозвратимых для потока потерь энергии положительный коэффициент сопротивления характеризует не потери давления в обычном понимании этого термина, а исключительно количество энергии, переданной от более быстрой части потока к другой, более медленной.

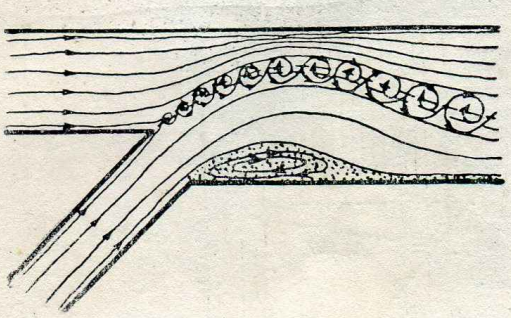


Рис. 87. Схема слияния потоков в тройниках

Для медленной части потока был получен отрицательный коэффициент сопротивления, физический смысл которого отмечался. Общая сумма энергии в сечении *1-1* и количество энергии в сечении *2-2* равны, так как мы рассматривали процесс, происходящий без потерь энергии и приращения ее для потока в целом. В этом и состоит основное отличие коэффициентов сопротивления тройника от таких же коэффициентов других фасонных деталей, несущих один поток (колено, расширяющиеся воздуховоды и др.).

Коэффициенты сопротивления тройника, получаемые при условии полного отсутствия невозвратимых потерь, правильнее было бы назвать коэффициентами перераспределения энергии. Полные коэффициенты сопротивления реального тройника $\zeta_п$ и $\zeta_б$ при наличии в нем действительных потерь представляют собой, следовательно, алгебраическую сумму коэффициента перераспределения энергии ($\pm\zeta_{эп}$ или $\mp\zeta_{эб}$ для прямого или бокового потока тройника) и коэффициента фактических потерь ($+\zeta_{фп}$ или $+\zeta_{фб}$), т. е.

$$\pm\zeta_п=\pm\zeta_{эп}+\zeta_{фп} \quad \text{и} \quad \mp\zeta_б=\mp\zeta_{эб}+\zeta_{фб}. \qquad \text{(V-54)}$$

Величины $\zeta_{эп}$ и $\zeta_{эб}$, могущие быть и положительными, и отрицательными, имеют всегда различные знаки, а $\zeta_{фп}$ и $\zeta_{фб}$ могут иметь только положительный знак; поэтому суммы, т. е. $\zeta_п$ и $\zeta_б$, могут иметь либо противоположные знаки, либо одинаковые и положительные, но никогда $\zeta_п$ и $\zeta_б$ не могут быть одновременно отрицательными.

Такая условность коэффициентов сопротивления тройника допущена из соображений удобства использования этих величин при расчете вентиляционной сети.

Действительные гидравлические потери во всасывающих тройниках, характеризуемые всегда положительными коэффициентами $\zeta_{фп}$ и $\zeta_{фб}$, складываются в основном из следующих видов потерь, связанных:

— с турбулентным смешением двух потоков (рис. 87), имеющих различные по величине и направлению скорости (удар);

— с поворотом бокового потока и отрывом его от стенки общего воздуховода (см. рис. 87);

— с расширением потока, возникающим в том случае, если тройник образован соединением не цилиндрических, а конических воздуховодов (см. рис. 84).

Для всасывающих тройников, имеющих $F_о = F_п + F_б$ при $\alpha = \text{const}$, величины $\zeta_п$ и $\zeta_б$ зависят от соотношений скоростей и площадей, т. е. от $\frac{v_б}{v_п}$ и $\frac{F_б}{F_п}$ $\left(\text{или } \frac{D_б}{D_п}\right)$.

Для вентиляционных тройников обычно легко осуществим малый угол α сопряжения труб, принимаемый чаще всего равным 15—20°.

Такого рода вентиляционные тройники впервые (5) были экспериментально исследованы в аэродинамической лаборатории Донского политехнического института В. И. Левковым (1928—1929 гг.) [1]. Один из его графиков, отображающий результаты исследований, касающихся тройника с $\frac{D_б}{D_п} = 0{,}57$, приведен на рис. 88, показывающем взаимозависимость между величинами $\zeta_п$, $\zeta_б$ и $\frac{v_б}{v_п}$.

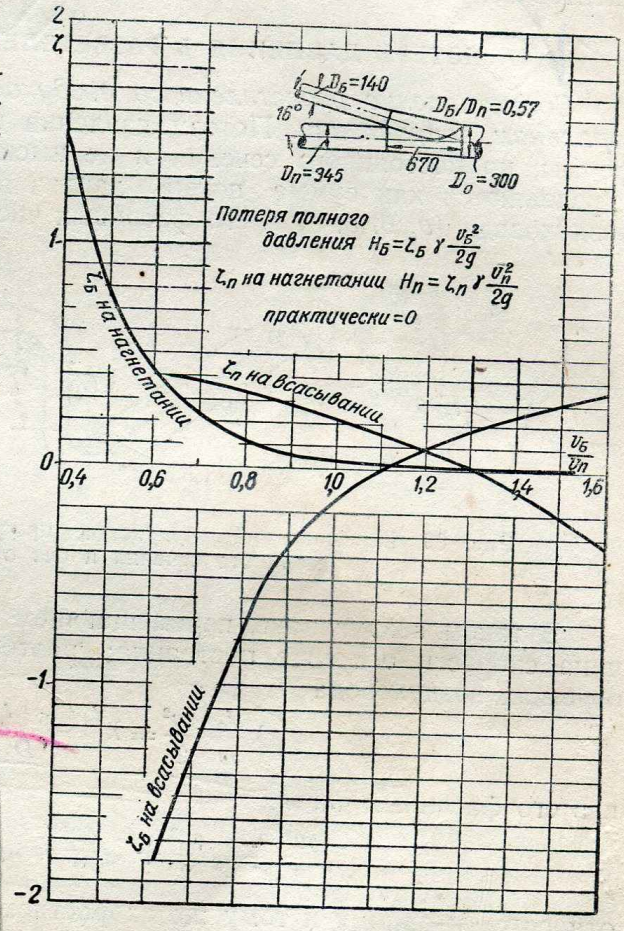


Рис. 88. Коэффициент сопротивления тройника (по Левкову)

С. Р. Левин в ряде своих трудов, посвященных изучению сопротивлений тройников всасывающих воздуховодов (30), разрабатывает этот вопрос не только аналитически, но и экспериментально, продолжая работы, начатые Левковым.

Аналитически, исходя из закона сохранения энергии и закона импульса сил, Левин получил выражения для расчета коэффициентов сопротивления тройников, требующие, однако, применения коэффициентов, определенных экспериментально.

Левиным были исследованы тройники с $F_о = F_п + F_б$, с различными соотношениями $F_б$ к $F_п$ и $\alpha = 16 \div 90°$, причем аналитические результаты оказались достаточно близкими к экспериментальным.

Величины $\zeta_п$ и $\zeta_б$, исчисленные по формулам Левина, приведены в приложении IV. Они применимы к тройникам с примерно одинаковыми площадями суммы поперечных сечений входа и поперечного сечения выхода $F_б + F_п \approx F_о$ и отнесены к скоростным давлениям на входе в тройник по прямому ($\zeta_п$) и боковому ($\zeta_б$) направлениям, что

[1] Исследованием сопротивления вентиляционных тройников в дальнейшем занимались П. Н. Каменев (1938 г.), С. Р. Левин (1934—1940 гг.), Н. Ф. Нестерович (1948 г.).

вполне удобно для общепринятых приемов расчета вентиляционных сетей. Величины $\zeta_п$ и $\zeta_б$ учитывают и потери давления на трение; поэтому длину тройника при расчете потерь не следует включать в длину рассчитываемого участка воздуховодов.

Разветвленные нагнетающие воздуховоды в производственных вентиляционных установках рассматриваемых предприятий применяют редко; в связи с этим мы ограничимся лишь данными о величинах коэффициентов сопротивлений нагнетающих тройников (см. приложение IV).

17. ПОТЕРИ ДАВЛЕНИЯ В РАЗВЕТВЛЕННОМ ВОЗДУХОВОДЕ

Сопротивление разветвленного воздуховода и понятие о его магистральном направлении. Потери давления в воздуховоде произвольной формы, но постоянного сечения и не имеющем ответвлений (рис. 89), определяются как сумма потерь давления в прямолинейных отрезках воздуховода (*а, б, в, г*) и его фасонных частях (*1, 2, 3* и *4*).

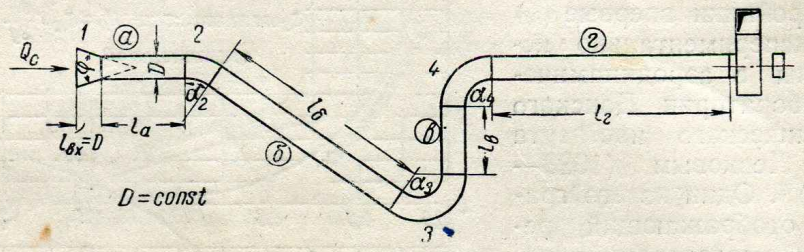


Рис. 89. Всасывающий воздуховод произвольной формы, но постоянного сечения и без ответвлений

В таком воздуховоде, перемещающем $Q_с$ *м³/сек* при $D=\text{const}$ величина скорости v также постоянна; поэтому потери в прямолинейных отрезках воздуховода

$$\lambda \frac{l_о}{D} \frac{\rho v^2}{2} = \lambda \frac{l_а + l_б + l_в + l_г}{D} \frac{\rho v^2}{2} \qquad \text{(V-55)}$$

и в его фасонных частях

$$\zeta_1 \frac{\rho v^2}{2} + \zeta_2 \frac{\rho v^2}{2} + \zeta_3 \frac{\rho v^2}{2} + \zeta_4 \frac{\rho v^2}{2} = \frac{\rho v^2}{2} \sum \zeta$$

относятся к одному и тому же скоростному давлению. Полное давление в конце такого воздуховода, равное потерям давления, можно записать следующим образом:

$$H_о = H_{пт} = \lambda \frac{l_о}{D} \frac{\rho v^2}{2} + \frac{\rho v^2}{2} \sum \zeta = \left(\lambda \frac{l_о}{D} + \sum \zeta \right) \frac{\rho v^2}{2}. \qquad \text{(V-27)}$$

Статическое давление, которое должен развивать вентилятор в плоскости своего всасывающего отверстия, больше полного по своей абсолютной величине на величину скоростного давления (см. рис. 33):

$$H_{ст} = H_о + \frac{\rho v^2}{2} = \left(1 + \lambda \frac{l_о}{D} + \sum \zeta \right) \frac{\rho v^2}{2}. \qquad \text{(V-56)}$$

При наличии разветвленного воздуховода, простейший из которых показан на рис. 90, возникает вопрос о величинах полного и статического давления, которые должен развивать вентилятор в плоскости всасывающего отверстия для того, чтобы перемещать по прямому направлению $Q_п$ *м³/сек*, а по боковому $Q_б$ *м³/сек* при сечениях воздуховодов $F_п$ и $F_б$ и длине их $l_п$ и $l_б$.

Если определять величину $H_{пт}=H_о$ по одному из направлений, то, как правило, получится результат, отличный от результата расчета потерь давления по другому направлению.

Покажем это на конкретном примере в применении к разветвленному воздуховоду, изображенному на рис. 90. Предположим, по прямому направлению длиной $l_п = 40{,}5$ *м* необходимо отсасывать $Q_п = 1$ *м³/сек* при $D_п = 405$ *мм*, что соответствует $v_п = 7{,}9$ *м/сек*, $\frac{\rho v_п^2}{2} = 3{,}8$ *кГ/м²* и $\lambda_п = \frac{0{,}35}{Re^{0{,}25}} = 0{,}0163$, а по боковому направлению длиной $l_б = 22{,}0$ *м* следует отсасывать $Q_б = 0{,}5$ *м³/сек* при $D_б = 220$ *мм*, что соответствует $v_б = 13{,}3$ *м/сек*, $\frac{\rho v_б^2}{2} = 10{,}8$ *кГ/м²* и $\lambda_б = 0{,}0166$.

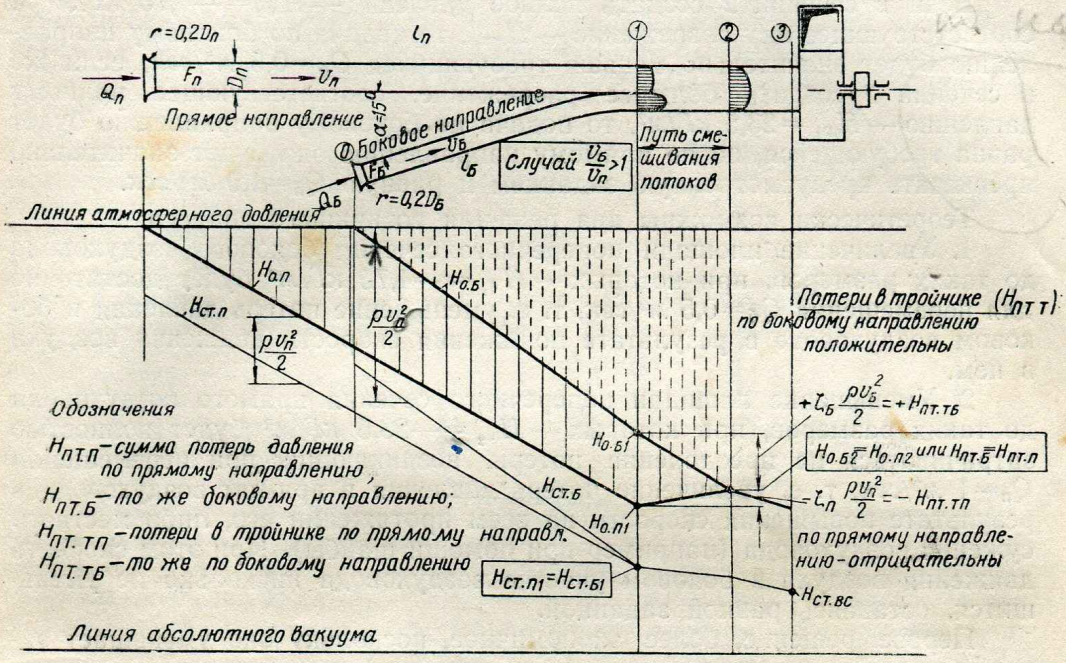


Рис. 90. Разветвленный всасывающий воздуховод

Необходимо определить величину полного давления (разрежения), которое должно быть создано в сечении *2*, общем для прямого и бокового воздуховодов, для того, чтобы отсасывать заданные объемы воздуха $Q_п$ и $Q_б$.

Пользуясь выражением (V-27), определим величины полного давления по прямому и боковому направлениям. С этой целью предварительно определим $\sum\zeta$ для каждого из направлений, состоящих из сопротивления входа и тройника.

По приложению IV определим: сопротивление входного раструба с радиусом закругления входной кромки $r = 0{,}2D$ равно $\zeta_{вх} = 0{,}02$; коэффициенты сопротивления тройника при $\frac{v_б}{v_п} = \frac{13{,}3}{7{,}9} \approx 1{,}7$ и $\frac{D_п}{D_б} = \frac{405}{220} = 1{,}8$ равны для $\alpha = 15°$: $\zeta_п = -0{,}40$ и $\zeta_б = 0{,}50$ (найдено интерполяцией).

Согласно выражению (V-27) потери давления по прямому направлению или полное давление в сечении *2*

$$H_{o_2} = H_{пт.\,п} = \left[0{,}0163\,\frac{40{,}5}{0{,}405} + (0{,}02 - 0{,}40)\right] \cdot 3{,}8 = 4{,}75 \text{ кГ/м}^2,$$

а по боковому направлению

$$H_{o_2} = H_{пт.\,б} = \left[0{,}0166\,\frac{22{,}0}{0{,}220} + (0{,}02 + 0{,}50)\right] \cdot 10{,}8 = 23{,}5 \text{ кГ/м}^2,$$

т. е. на $\Delta H_{пт} = 23{,}5 - 4{,}75 = 18{,}75$ *кГ/м²* больше.

Следовательно, полное давление в сечении *2*, достаточное для перемещения $Q_п = 1{,}0$ *м³/сек* по прямому направлению, равно 4,75 *кГ/м²*, а требующееся для перемещения $Q_б = 0{,}5$ *м³/сек* по боковому направлению должно быть равно в том же сечении *2* — 23,5 *кГ/м²*.

Понятно, что в сечении *2* можно создать какую-либо одну величину полного давления (4,75 или 23,5 *кГ/м²*); избранной величине полного давления будет соответствовать также только одна определенная величина статического давления $\left(-H_{ст_2} = -H_{0_2} - \frac{\rho v_2^2}{2}\right)$.

Если в сечении *2* создать полное давление $-H_{0_2} = -4{,}75$ *кГ/м²* и соответствующее ему разрежение $-H_{ст_2}$, то подача по боковому направлению будет значительно меньше требующихся $Q_б = 0{,}5$ *м³/сек*; если же в сечении *2* создать бо́льшее разрежение, соответствующее полному давлению $-H_{0_2} = 23{,}5$ *кГ/м²*, то подача по боковому направлению будет равна требующейся, но по прямому направлению она будет значительно превышать предусмотренную заданием и равную $Q_п = 1{,}0$ *м³/сек*.

Теоретически возможны два решения возникшего вопроса:

1. Увеличение площади поперечного сечения бокового воздуховода до таких размеров, при которых $-H_{0_2} = -4{,}75$ *кГ/м²* будет достаточно для перемещения $Q_б = 0{,}5$ *м³/сек*, т. е. уменьшение потерь давления в боковом воздуховоде в результате понижения скорости движения воздуха в нем.

2. Уменьшение площади поперечного сечения прямого воздуховода до таких размеров, при которых $-H_{c_2} = -23{,}5$ *кГ/м²* будет полностью затрачиваться на преодоление потерь, возникающих при перемещении $Q_п = 1$ *м³/сек*, т. е. увеличение потерь давления в прямом воздуховоде в результате повышения скорости на всем протяжении его, либо местного сужения воздуховода (например при помощи шайбы). При этом скорость движения воздуха в боковом участке воздуховода нисколько не уменьшится, оставаясь равной заданной.

Первое решение, более экономичное, поскольку оно уменьшает затраты энергии, во многих случаях практически неприемлемо; при перемещении запыленного воздуха уменьшение скорости воздуха сверх некоторого предела будет вызывать отложения пыли в воздуховоде и его закупорку.

Поэтому, задаваясь в расчете сетей минимальной надежно транспортирующей скоростью воздуха, мы можем лишь принять второе решение: повысить сопротивление прямого участка на $\Delta H_{пт} = H_{пт.б} - H_{пт.п} = 18{,}75$ *кГ/м²* (например так, как это было показано в примере на стр. 112), т. е. вызвать в сечении *2* необходимость в создании по прямому направлению такого же полного давления, какое нужно для преодоления сопротивления бокового участка.

В данном конкретном случае боковое направление определило величину давления (полного и статического), которое необходимо создать в сечении *2*. Следовательно, сопротивление разветвленного воздуховода определяется величиной сопротивления одного только направления его, вызывающего наибольшие потери давления.

Направление это условимся называть магистральным, или главным направлением. В данном частном случае магистральным оказалось направление *0—1—2—3*, а прямое направление — ответвлением магистрали.

Разветвленную сеть в дальнейшем будем рассматривать состоящей из отдельных участков, считая расчетным участком такой отрезок воздуховода, в котором перемещается постоянный объем воздуха при неизменном сечении. Участок

разветвленной сети характеризуется постоянством величин $v_{ср}$, D и Re, обусловливающим постоянство λ на всем протяжении участка, что позволяет при расчете сети пользоваться выражением (V-55). Например, для разветвленного воздуховода, схематически изображенного на рис. 91, расчетным участком № 1 (номера участков обведены кружками) является отрезок воздуховода от входного раструба *а* до общего сечения тройника *А*.

Давление, которое должен развивать вентилятор даже в наиболее сложной разветвленной сети воздуховодов, определяется только одним магистральным направлением ее путем сложения потерь давления в последовательно соединенных по этому направлению участков воздуховодов. Потери давления в ответвлениях, которые оказываются параллельно присоединенными к магистрали, не оказывают влияния на давление, требующееся от вентилятора.

Так, для сложной разветвленной всасывающей сети, изображенной на рис. 91, имеющей 4 входных раструба (*а, б, в, г*) при 7 участках (*1, 2, 3, 4, 5, 6, 7*), возможны такие 4 варианта последовательных сложений потерь давления в отдельных участках:

I — от раструба *а*, направление *1—5—2*, потери

$H_{пт.\,а}=8+2+14=24$ *кГ/м²*;

II — от раструба *б*, направление *3—4—5—2*, потери

$H_{пт.\,б}=7+6+2+14=29$ *кГ/м²*;

III — от раструба *в*, направление *6—4—5—2*, потери

$H_{пт.\,в}=10+6+2+14=32$ *кГ/м²*;

IV — от раструба *г*, направление *7—2*, потери

$H_{пт.\,г}=12+14=26$ *кГ/м²*.

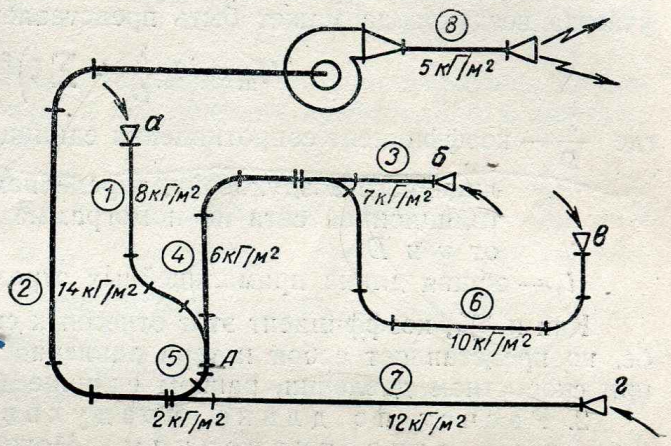


Рис. 91. Сложная разветвленная сеть воздуховодов (к определению магистрального направления ее).

Номера участков сети заключены в кружки; фасонные детали показаны одной черточкой, а границы участков — двумя

Из приведенного сопоставления потерь давления по отдельным направлениям видно, что магистральным является направление *6—4—5—2*, обусловливающее наибольшие потери давления $H_{пт}=H_{о.\,вс}=32$ *кГ/м²*.

Полное давление, которое при этом должен развивать вентилятор, учитывая сопротивление участка 8 (5 *кГ/м²*): $H_в=H_{о.\,вс}+H_{о.\,н}=32+5=37$ *кГ/м²*.

При магистральном направлении *6—4—5—2* участки *1, 3* и *7* оказываются ответвлениями. Величину сопротивления ответвлений (см. рис. 91), определенную на основе заданных минимально допустимых скоростей движения воздуха, необходимо, следовательно, поднять до величин, имеющихся в сечении магистрали, которое является общим и для ответвления. Сопротивление ответвления *3* надо увеличить с 7 до 10 *кГ/м²*, а ответвления *1* — с 8 до (10+6=) 16 *кГ/м²*, что, конечно, нисколько не отзывается на величине давления, которое должен развивать вентилятор.

Нумеруя участки, следующие по магистральному направлению, порядковыми номерами, начиная от номера *1*, т. е. вместо *6—4—5—2*, обозначая те же участки номерами *1—2—3—4*, как это показано в дальнейшем [1], можно записать, что потери в разветвленном воздуховоде ($H_{пт.\,р.\,в}$), состоящем из n участков по магистрали, равны сумме потерь давления в отдельных участках ее, т. е.

$$H_{пт.\,р.\,в}=\sum_{1}^{n}\left(\lambda\frac{l}{D}+\sum\zeta\right)\frac{\rho v^2}{2}. \qquad \text{(V-57)}$$

Способы совместного расчета путевых и местных потерь давления по участкам разветвленного воздуховода. В соответствии с изложенным

[1] На рис. 94

разветвленный воздуховод необходимо расчленить для проведения расчета на отдельные, последовательно и параллельно соединенные участки постоянного сечения с неизменной по длине скоростью движения воздуха[1].

Определяя сопротивление каждого такого участка, лежащего на магистрали, и суммируя эти потери давления, определяем необходимое полное давление вентилятора.

В расчетной практике известно несколько технических способов расчета потерь давления в участках постоянного сечения, состоящих из прямолинейных воздуховодов и фасонных деталей; рассмотрим наиболее часто встречающиеся способы.

1. Расчет по коэффициенту сопротивления единицы абсолютной[2] длины прямолинейного воздуховода. Основное выражение потерь давления (V-27) на протяжении участка воздуховода может быть представлено в виде:

$$H_{пт}=\left(l_o\frac{\lambda}{D}+\sum\zeta\right)\frac{\rho v^2}{2},$$

где $\frac{\lambda}{D}$ — коэффициент сопротивления единицы абсолютной длины прямолинейного воздуховода, определяемый в процессе расчета вентиляционной сети по номограмме или таблице в зависимости от v и D;

l_o — общая длина прямолинейных отрезков участка.

Как и $\sum\zeta$, коэффициент этот отнесен к скоростному давлению в трубе, но представляет собой потери давления на 1 *м* длины воздуховода при скоростном давлении, равном единице (1 *кГ/м²*).

2. Расчет по длине воздуховода, эквивалентной местным сопротивлениям. Можно вычислить такую длину воздуховода ($l_{экв}$), потери давления на которой были бы равны потерям давления, вызываемым местными сопротивлениями:

$$l_{экв}\frac{\lambda}{D}\frac{\rho v^2}{2}=\frac{\rho v^2}{2}\sum\zeta, \quad \text{или} \quad l_{экв}=\frac{D}{\lambda}\sum\zeta. \qquad \text{(V-58)}$$

В тех случаях, когда местные сопротивления определяют их эквивалентной длиной, потери давления в участке разветвленного воздуховода, общая геометрическая длина прямолинейных отрезков которого равна l_o, могут быть выражены в виде:

$$H_{пт}=(l_o+l_{экв})\frac{\lambda}{D}\frac{\rho v^2}{2}=l_{прив}\frac{\lambda}{D}\frac{\rho v^2}{2}, \qquad \text{(V-59)}$$

где $l_{прив}$ — приведенная длина участка воздуховода, равная сумме геометрической и эквивалентной длины его, приводящая местные сопротивления к потерям путевым.

Пользуясь этим способом, давно применяемым при различных гидравлических расчетах, местные сопротивления оценивают числом калибров (внутренних диаметров) трубы, заменяющих собой сопротивление данной фасонной части, т. е. величиной $\frac{\zeta}{\lambda}D$. В этом смысле иногда ука-

---

[1] Постоянство величины поперечного сечения расчетного участка и скорости движения воздуха в нем является понятием условным; участок разветвленного воздуховода может включать такие фасонные части как входные и выходные раструбы, сужающиеся или расширяющиеся переходы к последующему участку. Коэффициент местного сопротивления этих частей воздуховода с переменным сечением должен быть отнесен к основной скорости движения воздуха на протяжении участка.

[2] Абсолютной, т. е. выраженной в метрах, в отличие от относительной длины, выраженной в калибрах воздуховода $\left(\bar{l}_0=\frac{l_0}{D}\right)$.

зывают, например, что сопротивление данного колена эквивалентно 10 калибрам.

3. Расчет по приведенному коэффициенту сопротивления участка разветвленного воздуховода. Данный способ по существу не отличается от предыдущего, будучи внешне противоположным ему. При этом способе участок воздуховода представляется как бы состоящим из одних фасонных частей, т. е. все потери в нем, в том числе и путевые, относят к местным сопротивлениям. При этом основное выражение потерь давления (V-27) приобретет вид:

$$H_{пт}=\left(\sum\zeta\right)_{прив}\frac{\rho v^2}{2}, \qquad (V\text{-}60)$$

где приведенный коэффициент сопротивления участка

$$\left(\sum\zeta\right)_{прив}=\zeta_{экв}+\sum\zeta=l_0\frac{\lambda}{D}+\sum\zeta \qquad (V\text{-}61)$$

равен сумме коэффициента ($\zeta_{экв}$), эквивалентного сопротивлению прямолинейных отрезков воздуховода, и фактических коэффициентов местных сопротивлений данного участка.

4. Расчет по величине потерь давления на единицу абсолютной длины воздуховода. Величина $H_{пт}$ при $l=1$ *м*, т. е. $R=\frac{\lambda}{D}\frac{\rho v^2}{2}$ ($кГ/м^2$ на 1 *м* длины трубы) при подстановке принятого значения λ (V-21) приобретает следующее выражение, относящееся к стандартному воздуху:

$$R=\frac{0{,}35}{(67\,000vD)^{0,25}D}\frac{\rho v^2}{2}=0{,}00133\frac{v^{1,75}}{D^{1,25}}\ кГ/м^2 \text{ на 1 } м \text{ длины.} \qquad (V\text{-}62)$$

Имея в виду потери на единицу абсолютной длины воздуховода, основное выражение потерь давления (V-27) надо записать в виде:

$$H_{пт}=\left(l_0\frac{\lambda}{D}+\sum\zeta\right)\frac{\rho v^2}{2}=Rl_0+\frac{\rho v^2}{2}\sum\zeta=Rl_0+Z\ кГ/м^2, \qquad (V\text{-}63)$$

где Z — потери давления на местные сопротивления.

В расчетной практике широко распространены таблицы для определения значений R по v и D, или v и Q, или по Q и D, построенные с использованием того или иного значения λ.

Таковы основные способы совместного учета путевых и местных потерь давления, из которых наименее искусственными, наиболее наглядными и удобными являются способы с применением величин $\frac{\lambda}{D}$ или R, определение которых облегчается использованием соответствующих номограмм или таблиц.

18. СОПРОТИВЛЕНИЕ ОБОРУДОВАНИЯ ДВИЖЕНИЮ АСПИРИРУЕМОГО ВОЗДУХА

Коэффициент аэродинамического сопротивления. Оборудование элеваторов, мельниц, крупяных и комбикормовых заводов, присоединяемое к всасывающей сети, представляет собой некоторый небольшой, но достаточно сложный и обычно разветвленный воздуховод.

Это можно видеть на примере зернового сепаратора. Как показано на схеме его воздушных каналов (рис. 92), поток в трубе *1*, присоединяемой к сепаратору, составляется из двух потоков: одного из канала *2* предварительного продувания и второго — из канала *3* окончательного продувания зерна. На пути к слиянию оба потока проходят каналы достаточно сложной формы, осадочные камеры *4* и *5* огибают регулиро-

вочные заслонки *6* и *7*, после чего попадают в воздуховод *1*, ведущий к вентилятору.

Определение величины общего сопротивления подобной суммы фасонных деталей не может дать сколько-нибудь точных результатов вследствие недостаточной изученности взаимовлияния фасонных деталей на общую величину их сопротивления.

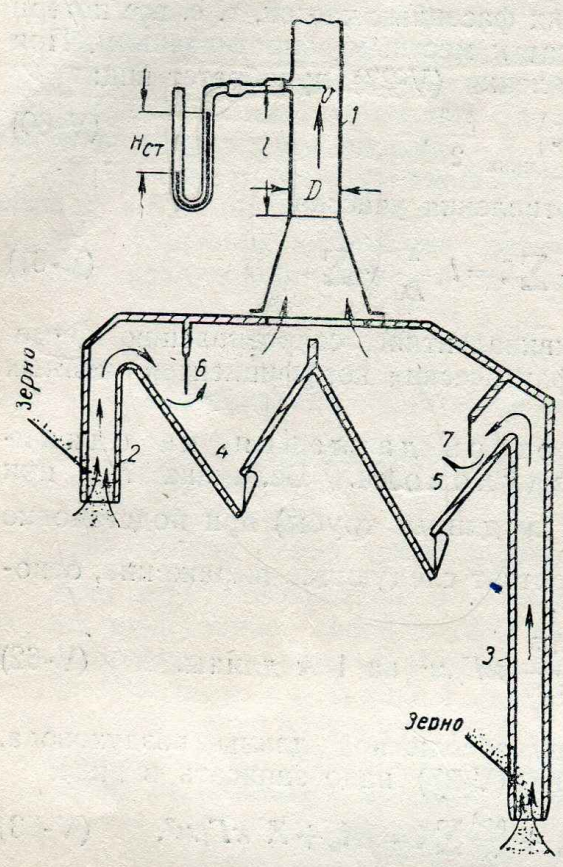


Рис. 92. Схема воздушных каналов зернового сепаратора, представляющих собой разветвленный воздуховод, обусловливающий аэродинамическое сопротивление машины

Единственно надежным методом установления величины потерь давления в каналах машин является пока экспериментальное определение их. Абсолютная величина потерь давления не может быть постоянной даже для одной и той же машины; как и для каждого воздуховода, величина потерь зависит от скорости движения воздуха в каналах. Поэтому характеризовать сопротивление машины абсолютной величиной потерь нежелательно, так как это может быть правильным лишь для какого-либо одного количества воздуха, отсасываемого от данной машины.

Воздушные каналы машины представляют собой сумму различных фасонных деталей, поэтому сопротивление их можно охарактеризовать общим, экспериментально найденным коэффициентом, подобным применявшимся уже для отдельных деталей. Однако коэффициент этот неудобно относить к скоростному давлению, не постоянному по длине каналов машины вследствие изменения величины их поперечного сечения.

Коэффициент аэродинамического сопротивления машины удобнее отнести не к квадрату скорости, а к квадрату секундного объема протекающего по ее каналам воздуха (Q_c *м³/сек*), т. е. выразить величину потерь в ней:

$$H_м = \varepsilon Q_c^n \ кГ/м^2, \qquad \text{(V-64)}$$

или приближенно, но для большинства случаев достаточно точно:

$$H_м = \varepsilon Q_c^2 \ кГ/м^2. \qquad \text{(V-65)}$$

Это выражение вполне аналогично выражению характеристики вентиляционной сети [1].

Величина показателя степени n может в ряде случаев и не равняться точно 2, будучи зависимой от режимов потока в каналах машины. Но для количеств воздуха, незначительно отличающихся от проектируемых значений Q_c, величина n в дальнейшем принята равной 2, что упрощает учет сопротивления машин при расчете вентиляционной сети и не влияет ощутимо на степень его точности.

[1] Об этом см. в главе XVI, выражение XVI-6.

Коэффициент аэродинамического сопротивления машины в противоположность коэффициентам местных сопротивлений ζ не является безразмерной величиной. Единица измерения его определяется выражением

$$\varepsilon = \frac{H_м}{Q_c^2}\left(\frac{кГ \cdot сек^2}{м^2 \cdot м^6} = \frac{кГ \cdot сек^2}{м^8}\right).$$

Таким же коэффициентом могло бы быть охарактеризовано сопротивление и любой фасонной детали, например колена; но численное значение этого коэффициента относилось бы тогда не к колену любого диаметра, а к колену с определенным поперечным сечением его F. Действительно, найдем соотношение между ε и ζ. Для этого приравняем величины потерь давления, выраженные через ζ и ε:

$$\zeta \frac{\rho v^2}{2} = \varepsilon Q_c^2 = \varepsilon v^2 F^2;$$

$$\varepsilon = \frac{\rho}{2} \frac{\zeta}{F^2}. \qquad \text{(V-66)}$$

Следовательно, коэффициент аэродинамического сопротивления серии машин с геометрически подобными воздушными каналами изменяется обратно пропорционально квадрату площади поперечного сечения характерного канала машины.

С уменьшением размера машины коэффициент аэродинамического сопротивления ее резко возрастает; если, например, для сепаратора № 5 Главпродмаша величина $\varepsilon \approx 6$, то для сепаратора № 4 с площадью поперечного сечения продувочных каналов в 1,7 раза меньшей величина $\varepsilon = 18$.

Вполне возможно применить такое выражение коэффициента аэродинамического сопротивления машины, которое относилось бы ко всем геометрически подобным машинам данной серии (различных размеров). Поскольку различные номера машин не вполне геометрически подобны, мы не вводим пока в обиход такого общего коэффициента [1].

Оборудование, в котором воздушные потоки не выполняют технологических процессов, т. е. оборудование только аспирируемое с целью обеспыливания и удаления тепла и влаги, отделяют от помещения кожухами. Кожухи либо составляют неразрывное целое с машинами, например в вальцевых станках, рассевах и т. п., либо их отдельно изготовляют из листовой стали и присоединяют к всасывающим вентиляционным сетям.

Пылезащитные кожухи в большинстве случаев не представляют собой явно разветвленной сети; они являются как бы несколько усложненным входом в воздуховод. Сопротивление таких кожухов можно и удобно иногда относить не только к квадрату отсасываемого объема воздуха, но, как и обычно в местных сопротивлениях,— к скоростному давлению в трубе, присоединяемой к такому кожуху.

Назначение пылезащитных кожухов состоит в возможности создавать разрежение в них с целью предотвращения выделений пыли наружу; поэтому один из удобных способов характеристики сопротивления таких кожухов заключается в задании величины разрежения, которое должно поддерживаться и которое с большой степенью приближения равно потерям в них.

Экспериментальное определение величины коэффициента сопротивления машины может быть проведено путем измерения статического и полного давлений на расстоянии 2—3 диаметров от входного раструба (см. рис. 92).

---

[1] Сведения о величине коэффициента аэродинамического сопротивления различных машин приведены в приложениях к данной книге.

Зная статическое ($H_{ст}$) и скоростное ($H_д$) давления, можно найти величину коэффициента сопротивления машины по одному из следующих выражений:

$$\varepsilon = \frac{H_{ст} - H_д\left(1+\zeta+\lambda\frac{l}{D}\right)}{Q_c^2} = \frac{H_o - H_д\left(\zeta+\lambda\frac{l}{D}\right)}{Q_c^2}, \qquad \text{(V-67)}$$

где ζ — коэффициент сопротивления входа в трубу *1*.

Аэродинамическое сопротивление слоя зерна и других сыпучих тел. В установках для активного вентилирования зерна, хранимого в силосах и насыпью, а также в некоторых машинах, применяемых на элеваторах,

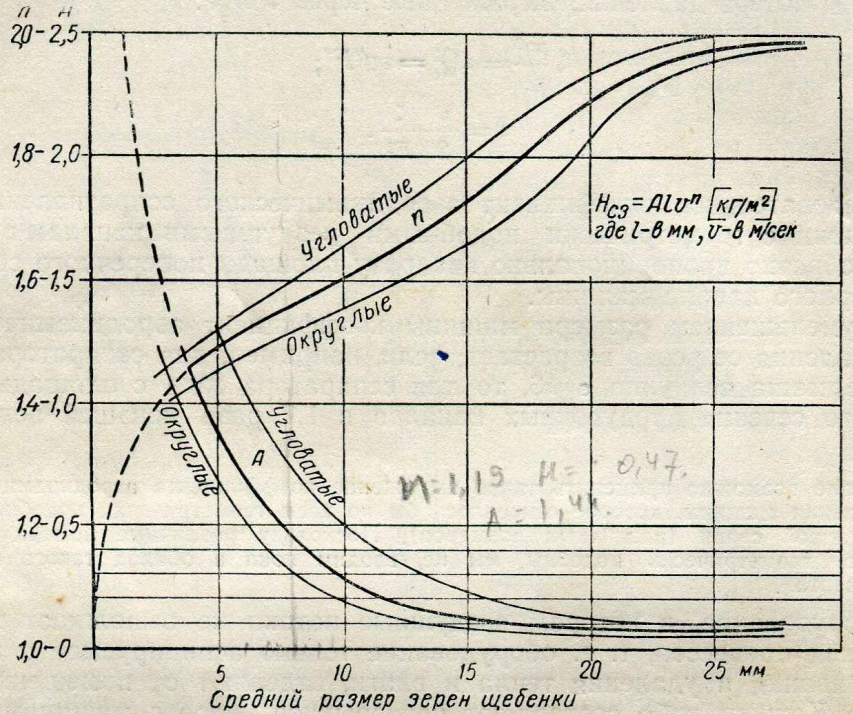


Рис 93. Величины, характеризующие аэродинамическое сопротивление слоя мелкой щебенки

мельницах и крупозаводах, например в кондиционерах, воздушный поток пронизывает слой зерна той или иной толщины.

Сопротивление его $H_{с.з}$ впервые было изучено во Всесоюзном теплотехническом институте Л. К. Рамзиным (31) и в пределах толщины слоя зерна 50÷500 *мм* оказалось прямо пропорциональным ей и равным

$$H_{с.з} = Alv^n, \qquad \text{(V-68)}$$

где l — толщина в *мм*;

v — скорость движения воздуха в *м/сек*, отнесенная ко всей площади слоя зерна (обычно 0,1÷0,5 *м/сек*);

A и n — постоянные величины, определяемые экспериментально для различных сыпучих тел.

Величины эти оказались равными, в частности:

для пшеницы и ржи $A=1{,}44$; $n=1{,}43$;

для кукурузы $A=0{,}6$; $n=1{,}57$.

На рис. 93 изображены в виде кривых найденные нами в результате экспериментального исследования (1935 г.) величины A и n, характеризующие сопротивление

слоя мелкой щебенки в выражении (V-68). С увеличением линейного размера зерен какого-либо сыпучего продукта, т. е. с увеличением размеров его межзерновых каналов, показатель степени n при скорости v растет. Это вызывается, очевидно, повышением турбулентности потока в межзерновых каналах. Но так как при всех прочих равных условиях сопротивление слоя $H_{сз}$ уменьшается с увеличением линейных размеров, то коэффициент A снижается с возрастанием показателя n.

Расхождения, пределы которых показаны на рис. 93 в виде тонких кривых, вызваны не столько степенью точности измерений, сколько формой зерен: верхние кривые относятся к угловатым зернам гранитного щебня, нижние — к округлым зернам типа гальки.

Более поздние эксперименты, проводившиеся во ВНИИЗ в 1936 г. (К. В. Дрогалин и Д. В. Шумский), подтвердили правильность ранее полученного общего выражения (V-68) и даже величины показателя

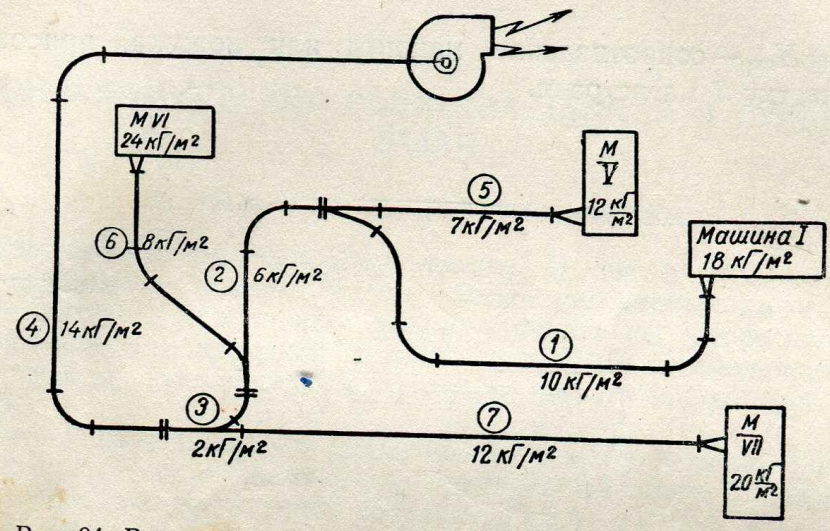


Рис. 94. Разветвленная вентиляционная сеть, аспирирующая промышленное оборудование (к определению сопротивления ее).

Аспирируемое оборудование обозначено номерами присоединенных к ним участков (римскими цифрами); остальные обозначения те же, что и на рис. 91

степени n. Однако величина A была уточнена в зависимости от крупности, влажности и степени уплотненности зерна (32).

Сопротивление разветвленной вентиляционной сети, аспирирующей промышленное оборудование. При отсасывании воздуха от оборудования известное уже выражение потерь давления в разветвленном воздуховоде (V-57) пополняется еще одним членом, который характеризует потери давления в оборудовании, присоединенном к первому участку по магистрали.

На рис. 94 изображена та же всасывающая сеть, что и на рис. 91, но с присоединенными к каждому входному раструбу машинами или пылезащитными кожухами.

Магистральное направление определяют так же, как это было указано в приложении к рис. 91, но с учетом сопротивления машин. При этом, как и раньше, возможны 4 варианта последовательных сложений потерь давления в отдельных участках и присоединенных к ним машинах:

I	направление	*VI—6—3—4*,	потери	$H_{пт\ VI}=24+8+2+14=48$	*кГ/м²*
II	„	*V—5—2—8—4*	„	$H_{пт\ V}=12+7+6+2+14=41$	„
III	„	*I—1—2—3—4*	„	$H_{пт\ I}=18+10+6+2+14=50$	„
IV	„	*VII—7—4*	„	$H_{пт\ VII}=20+12+14=46$	„

Магистральным, следовательно, является направление *I—1—2—3—4*, потери давления по которому составляют 50 *кГ/м²*.

Расположение магистрального направления в разветвленной сети воздуховодов следует определять обязательно с учетом аэродинамического сопротивления оборудования; относительно большая величина сопротивления может изменить магистральное направление, определяемое лишь сопротивлением воздуховодов.

Если, как это и принято в дальнейшем, участки, следующие по магистральному направлению, нумеровать порядковыми номерами, начиная от номера 1, то потери давления в разветвленном воздуховоде из n участков по магистрали с присоединенными к нему машинами или пылезащитными кожухами будут:

$$H_{\text{пт. р. в}} = {}_{I}\varepsilon Q_{c_I}^2 + \sum_{1}^{n}\left(l\frac{\lambda}{D} + \sum\zeta\right)\frac{\rho v^2}{2}, \qquad \text{(V-69)}$$

где ${}_{I}\varepsilon Q_{c}^2 = H_{\text{пт}_I}$ — сопротивление машины или кожуха, присоединенных к участку I магистрали.

РАЗДЕЛ ТРЕТИЙ

ПЫЛЬ И ПЫЛЕВОЗДУШНЫЕ СМЕСИ

ГЛАВА VI

ФИЗИКО-ХИМИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА, СОСТАВ И СТРОЕНИЕ ПЫЛИ

19. ПЫЛЬ КАК ДИСПЕРСНАЯ СИСТЕМА

Место пыли среди дисперсных систем. Пылью в общежитии называют совокупность мелких частиц, легко увлекаемых даже слабыми потоками воздуха. Это понятие можно уточнить на основе представлений, принятых в коллоидной химии, изучающей взаимодействие двух и более веществ, находящихся в состоянии достаточно высокой раздробленности.

Степень раздробленности вещества называется обычно дисперсностью его. Твердое, жидкое или газообразное диспергированное, т. е. раздробленное, вещество носит название дисперсной фазы, а среда, в которой это вещество находится,— дисперсионной среды; фаза и среда образуют дисперсную систему (дисперсию).

Дисперсные системы классифицируются с одной стороны по величине частиц дисперсной фазы, а с другой — по агрегатному состоянию дисперсной фазы и дисперсионной среды.

По величине частиц различают следующие дисперсные системы:

1. Грубые взвеси (суспензии) — с величиной частиц дисперсной фазы больше 0,1 μ (микрона). Частицы эти ясно видимы в обычный микроскоп, не проходят через бумажные фильтры и, конечно, не диффундируют. Промышленную пыль в своей основной части относят к грубым взвесям.

2. Коллоидные дисперсии — с величиной частиц от 0,1 μ до 1 $m\mu$ (миллимикрона); частицы эти не видимы в обычный микроскоп и могут быть обнаружены при помощи ультрамикроскопа; они проходят через бумажные фильтры и диффундируют в очень малой степени.

3. Молекулярно-дисперсные и ионно-дисперсные системы — с величиной частиц меньше 1 $m\mu$, не видимые даже в ультрамикроскоп, хорошо диффундируют.

По агрегатному состоянию различают дисперсные системы, показанные на рис. 95. Общим термином золь (или золи [1]) обозначают высокодисперсные системы, в которых частицы дисперсной фазы имеют подвижность одна относительно другой, в отличие от гелей (студней) — систем, частицы дисперсной фазы которых более или менее прочно связаны между собой. Если дисперсионной средой служит вода, то дисперсная система называется гидрозолем; если же — воздух или другие газы, то дисперсная система носит название аэрозоль.

---

[1] От латинского solutio — растворение.

По аналогии с гидрогелями (водными студнями), осажденную из воздуха пыль иногда называют аэрогелем.

Аэрозоли (см. рис. 95) подразделяются на: аэрозоли с твердой дисперсной фазой — пыль, дым и аэрозоли с жидкой дисперсной фазой — туманы.

Пылью называются аэрозоли, образующиеся при измельчении или истирании твердых тел и уносе образовавшихся частиц воздушными потоками, а дымом — аэрозоли, возникающие при химических процессах, в частности при горении.

Не всякая пыль является подлинным аэрозолем, так как термин этот, точно говоря, относится к области коллоидных дисперсий (частицы с размером менее 0,1 μ). Однако весьма часто аэрозолями называют и более грубые взвеси, такие, например, как промышленная пыль или капельки дождевых облаков, имеющие размер от 10 до 50 μ.

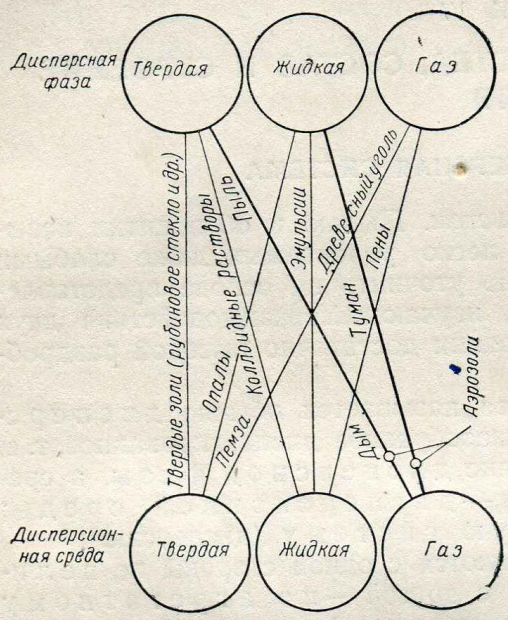


Рис. 95. Пыль, дым и туман среди других возможных типов дисперсных систем

Грубые взвеси, транспортируемые в воздуховодах вентиляционных установок элеваторов и зерноочистительных отделений мельниц и крупозаводов, лишь условно, вне общепринятой классификации, можно назвать пылью в подлинном смысле этого понятия. Наличие цветочных пленок и других крупных органических частиц существенно отличает эту совокупность от собственно пыли; к ней следует отнести, например, тонкую мучную пыль, однородную по удельному весу частиц и более дисперсную по размерам их.

Таким образом, промышленная пыль представляет собой совокупность частиц, имеющих различные геометрически неправильные формы с размерами, колеблющимися в широких пределах, начиная от долей микрона и кончая сотнями и даже тысячами микронов. Кроме того, очень часто промышленная пыль неоднородна не только по размерам и форме, но и по удельному весу составляющих ее частиц.

Удельная поверхность как характеристика дисперсности пыли. Дисперсность промышленной пыли, состоящей из разнородных по форме частиц различных размеров, может быть охарактеризована величиной ее удельной поверхности S_y, т. е. поверхностью дисперсной фазы S_0, приходящейся на единицу общего объема ее V и равной

$$S_y = \frac{S_0}{V} = \frac{\sum(nS)}{\sum(nV)}, \qquad \text{(VI-1)}$$

где

$$\sum(nS) = n_1S_1 + n_2S_2 + \ldots + n_zS_z,$$
$$\sum(nV) = n_1V_1 + n_2V_2 + \ldots + n_zV_z,$$

являются суммами произведений из числа одинаковых по размеру частиц на величину поверхности S или объема V каждой частицы.

С развитием удельной поверхности пыли существенно изменяются такие важнейшие свойства ее, как химические, электрические и аэродинамические. Так, зерно или сахар в кусках загораются с большим трудом

и горят очень медленно; однако в виде тонкой пыли, взвешенной в воздухе, они представляют весьма взрывоопасную смесь, вызывающую так называемые пылевые взрывы, отличающиеся огромной разрушительной силой.

Величина удельной поверхности возрастает прямо пропорционально уменьшению линейных размеров частиц. Действительно, удельная поверхность частиц пыли, представляющих собой, например, кубики с размером стороны d будет равна $S_у = \frac{S_0}{V_0} = \frac{6d^2}{d^3} = \frac{6}{d}$, или в общем виде:

$$S_у = \frac{k}{d}, \qquad \text{(VI-2)}$$

где для частиц, имеющих форму шара, куба, цилиндра с диаметром, равным высоте, и для ряда других геометрически правильных тел $k=6$, что является наименьшим значением величины, характеризующей удельную поверхность в зависимости от линейного размера частиц [1].

Если, например, куб (размер ребра $d_1=1$ *см*), имеющий удельную поверхность, равную $S_{у_1} = \frac{k_1}{d_1} = \frac{6}{1} = 6$ *см*^{2}/*см*^{3}, раздробить на геометрические подобные частицы пыли с $d_2=1\mu$, т. е. уменьшить размеры его в $\left(\frac{1\ см}{1\mu}\right)$ 10 000 раз, то во столько же раз (см. формулу VI-2) возрастает и удельная поверхность его. Иначе говоря, поверхность 1 *см*^{3} вещества в пылеобразном состоянии увеличится до $S_{у_2} = \frac{k}{d_2} = \frac{6}{0{,}0001} = 60\,000$ (*см*^{2}/*см*^{3}) $= 6$ (*м*^{2}/*см*^{3}).

В связи с этим резко должны:

— повыситься скорость химических реакций, например горения, пропорциональная поверхности, участвующей в реакции;

— возрасти электроемкость единицы веса, пропорциональная величине поверхности;

— усилиться такие важные поверхностные явления, как, например, адсорбция [2].

Электрические свойства пыли. В то время как частицы гидрозоля несут одинаковые заряды, частицы аэрозоля часто бывают заряжены различными и по знаку и по величине электрическими зарядами.

Частицы пыли могут приобрести электрический заряд различными путями, например:

— сталкиваясь с ионами воздуха и соединяясь с ними;

— в результате трения о твердую поверхность, например при измельчении в вальцевых станках, жерновах, молотковых дробилках или при просеивании на ситах, особенно на шелковых;

— вследствие ударов и трения частиц одна о другую.

Электрические свойства пыли пока не изучены в достаточной степени. По некоторым данным, знак заряда, приобретаемый пылью от ионов газов, зависит от рода пыли: металлические частицы приобретают отрицательный заряд, неметаллические — положительный.

Знак заряда, приобретенный пылью при размоле в вальцевых станках, жерновах и различного рода дробилках, зависит от знака разности между диэлектрическими постоянными размалываемого тела и дробящих (измельчающих) органов. Например, при размоле зерна вальцевыми станками с чугунными валками мучная пыль должна заряжаться

[1] В 1953 г. авторским коллективом в составе акад. Б. В. Дерягина, Н. Н. Захваевой и М. В. Талалаева закончена разработка метода и прибора для измерения удельной поверхности пористых тел и среднего размера частиц различных порошков.

[2] Адсорбция от латинского ad — при и sorbere — глотать; поглощение какого-либо вещества из газообразной среды или раствора поверхностным слоем другого вещества.

положительно, поскольку диэлектрическая постоянная материала валков в данном случае ничтожна.

При помоле в сухую погоду, если вальцевый станок не заземлен, не только пыль приобретает заряд, но и самый станок накопляет его до разряжения в виде искр между станком и заземленной частью; их считают возможным источником воспламенения и взрыва горючей пыли.

Физико-химические свойства пыли. Вследствие огромного развития удельной поверхности пыль отличается от твердого тела, из которого она образована, очень большой химической активностью, легкостью возникновения и быстротой протекания химических реакций.

Реакции тонко измельченной пыли начинаются при более низких чем обычно температурах, вплоть до явлений так называемого самовозгорания. Увеличение химической активности пыли в связи с наличием большой удельной поверхности настолько велико, что даже трудно загорающиеся вещества, например мука и отруби, взрываются, развивая мгновенно большое количество энергии.

Следует отметить, что пыль обладает весьма большой адсорбционной способностью, пропорциональной удельной поверхности диспергированного вещества. Сгущенный на поверхности частиц газ может усиливать химическую активность пыли, ускоряя, например, скорость горения или распространения взрыва. Таким образом, каждую частицу пыли можно представлять себе заключенной в свою оболочку с уплотненным состоянием газа в ней. Объем адсорбированного на поверхности частиц газа зачастую во много раз (иногда в десятки раз) превышает объем пыли, адсорбировавшей его.

Одним из практически важных свойств пылевоздушных смесей является способность пылинок служить ядрами конденсации водяных паров. Опыт показывает, что в полностью очищенном от пыли воздухе конденсация водяных паров не может начаться даже при десятикратном пересыщении его влагой. Но достаточно в этот воздух ввести немного дыма или пыли, как в нем образуется туман, и влага оседает в виде капелек, каждая из которых будет содержать твердую частицу пыли или дыма.

При наличии взвешенной в воздухе пыли конденсация влаги может возникнуть даже в случаях, когда воздух неполностью насыщен влагой.

При движении запыленного воздуха с повышенной влажностью в воздуховодах размольного отделения пары могут конденсироваться, причем центрами конденсации служат частицы пыли и ионы газовой среды. Каждая пылинка становится центром образования водяной капли, которая, увеличив размер частицы и повысив ее вес, выпадает из воздуха, осаждаясь на стенках воздуховодов и образуя корки теста на них.

Немаловажно то обстоятельство, что между частицами пыли при сближении и соприкосновении их действуют относительно большие силы прилипания, сцепляемости, являющиеся проявлением сил притяжения, действующих между молекулами. Для частиц тонкой пыли силы эти особенно велики и пренебрегать их влиянием при рассмотрении некоторых вопросов, например пылеотделения, не следует.

Работы Б. В. Дерягина в Коллоидно-электрохимическом институте Академии наук СССР показали, что для двух сферических частиц с радиусами r_1 и r_2 сила прилипания (сцепления)

$$A = 4\pi \frac{r_1 r_2}{r_1 + r_2} \sigma, \qquad \text{(VI-3)}$$

где σ — поверхностная энергия границы раздела между частицами и средой, в которой они находятся $\left(\text{единицы измерения } \sigma = \frac{\text{энергия}}{\text{площадь}} = \frac{\text{сила}}{\text{длина}}\right)$.

С уменьшением размеров частиц силы сцепления, не имеющие сколько-нибудь существенного значения для крупных частиц, резко воз-

растают по сравнению со всеми другими действующими на частицу силами и становятся преобладающими над ними, т. е. определяющими поведение мелких частиц. Действительно, для частиц одинаковых размеров, т. е. в случаях $r_1 = r^2 = r$, сила сцепления по выражению (VI-3)

$$A = 4\pi\sigma\frac{r^2}{2r} = Br,$$

где $B = 2\pi\sigma$.

Если действию сил сцепления противостоит сила веса частиц, которая для сферической частицы с удельным весом $\gamma_ч$ равна $G = \frac{4}{3}\pi r^3\gamma_ч = Cr^3$, то относительная величина сил сцепления, т. е.

$$\frac{A}{G} = \frac{Br}{Cr^3} = \frac{D}{r^2} = \frac{3}{2}\frac{\sigma}{\gamma_ч r^2} = 6\frac{\sigma}{\gamma_ч d^2}, \qquad \text{(VI-4)}$$

растет обратно пропорционально квадрату линейных размеров частиц. Из приведенного выражения вытекает, что при уменьшении размеров частиц d силы сцепления между ними могут увеличиться до значений, во много раз превышающих силу веса.

Указанные свойства мелких частиц, повышенную сцепляемость их между собой, следует учитывать при рассмотрении процессов очистки воздуха от пыли, как это будет показано далее.

Изложенным, конечно, не исчерпываются своеобразные физико-химические свойства пыли; нами коротко изложены лишь свойства, которые имеют наиболее важное значение для предприятий, перерабатывающих зерно.

20. ВЗВЕШИВАЮЩАЯ СКОРОСТЬ ВОЗДУХА ДЛЯ ЧАСТИЦ ПЫЛИ И СКОРОСТЬ ОСАЖДЕНИЯ ИХ В ВОЗДУХЕ

Причины парадоксальной устойчивости пылевоздушных смесей. Одно из наиболее характерных свойств пыли — вовлечение частиц ее в движение даже очень слабыми воздушными потоками, иногда настолько незначительными, что они остаются незаметными для наблюдающего.

Заслуживает внимания тот факт, что в воздухе производственных помещений, где находится пылевыделяющее, но неаспирируемое оборудование, устойчиво висит пыль, несмотря на то, что удельный вес частиц минеральной пыли примерно в 2000 раз больше удельного веса воздуха. Тяжелые частицы минеральной пыли свободно как бы плавают в воздухе, если размер их мал.

Причина кажущегося неподчинения пылинок законам земного притяжения заключается в том, что масса их весьма мала и силы тяжести поэтому незначительны по отношению к силам вязкости воздуха. По этому скорость падения мелких частиц пыли, размером, например, 2—3 μ, исчисляют всего лишь десятыми долями миллиметра в секунду. Достаточно ничтожнейших, почти совершенно незаметных восходящих токов воздуха, всегда имеющихся в производственных помещениях, чтобы предотвратить медленное падение пылинок, которые оказываются свободно витающими в воздухе.

Вязкостное и динамическое сопротивление среды. Движущееся относительно вязкой среды твердое тело испытывает противодействие своему движению, вызываемое в общем случае двумя причинами:

— силами инерции частиц тяжелой среды, изменяющих свою скорость при столкновении с твердым телом; противодействие этого рода называется динамическим сопротивлением среды;

— силами вязкости газообразной или капельножидкой среды; противодействие этого рода называется сопротивлением от трения, или вязкостным сопротивлением среды.

Еще в конце XVII столетия Ньютон нашел, что динамическое сопротивление среды, т. е. сила $P_д$, с которой действует движущаяся со скоростью v жидкость на плоскую пластинку с площадью F, равна

$$P_д = F\rho \frac{v^2}{2} \qquad \text{(VI-5)}$$

в том случае, если пластинка расположена нормально к направлению скорости жидкости.

Получение величины $P_д$ базировалось на представлении о том, что поток при встрече с пластинкой полностью теряет свою скорость, вследствие чего вся живая сила потока, равная $\rho \frac{v^2}{2}$, обращается в давление, действующее на пластинку.

Этот закон (VI-5), названный квадратичным законом сопротивления среды, состоит в том, что динамическое сопротивление среды принимается прямо пропорциональным скоростному давлению $\left(\rho \frac{v^2}{2}\right)$, т. е. квадрату скорости потока, набегающего на тело.

Учитывая разнообразие геометрических форм твердых тел, обтекаемых потоком, квадратичный закон динамического сопротивления среды выражают обычно уравнением (VI-5), но с введением в него коэффициента сопротивления ξ, величина которого зависит от формы тела и режима потока Re, обтекающего тело:

$$P_д = \xi F\rho \frac{v^2}{2}, \qquad \text{(VI-6)}$$

где F — площадь проекции тела на плоскость, нормальную к вектору относительной скорости его (площадь миделева сечения).

Величина вязкостного сопротивления среды ($P_в$) была найдена значительно позднее (Стокс — 1851 г.). Для шара с диаметром d, движущегося со скоростью v в среде с абсолютной вязкостью, равной μ,

$$P_в = 3\pi\mu v d. \qquad \text{(VI-7)}$$

Величина $P_в$ была аналитически получена для малых скоростей движения, что давало возможность пренебречь силами инерции среды.

Этот закон (VI-7) носит название линейного закона сопротивления среды, согласно которому вязкостное сопротивление среды прямо пропорционально первой степени скорости движения тела в неподвижной среде или среды относительно тела.

При любых явлениях обтекания тел потоком всегда реально существуют оба вида сопротивления среды — и вязкостное (линейное), и динамическое (квадратичное). Но при малых скоростях движения динамическое сопротивление настолько ничтожно, что величиной его пренебрегают и можно определять условия движения, пользуясь только линейным законом. При больших же скоростях движения динамическое сопротивление возрастает настолько, что относительная величина вязкостного сопротивления становится исчезающе малой и условия движения обтекаемого тела можно определять, пользуясь только квадратичным законом.

Коэффициент сопротивления среды как функция критерия Re. Исходя из бóльшего удобства пользования одной формулой величины сопротивления среды вместо двух различных (VI-6) и (VI-7), часто пользуются для любого соотношения величин вязкостного и динамического сопротивления формулой (VI-6), выражая ξ как некоторую функцию Re.

Так, величину ξ для шара $\left(F=\frac{\pi d^2}{4}\right)$, отнесенную к скоростному давлению, можно найти для чисто вязкостного сопротивления, приравняв $P_д$ к $P_в$, т. е. приняв

$$\xi\frac{\pi d^2}{4}\rho\frac{v^2}{2}=3\pi\mu vd,$$

откуда

$$\xi=\frac{24\mu}{vd\rho}=\frac{24\nu}{vd}=\frac{24}{Re}, \qquad \text{(VI-8)}$$

где $Re=\frac{vd}{\nu}$ — отнесено к линейному размеру обтекаемой потоком или падающей в неподвижной среде частицы.

Как показывают экспериментальные исследования, это значение ξ (VI-8) достаточно верно лишь для $Re\leqslant 1$, т. е. для соответственно малых d и v частиц.

Величины ξ в зависимости от Re, найденные экспериментально, изменяются так, как показано на рис. 96. Следует отметить, что до настоящего времени нет еще ни аналитического, ни эмпирического выражения для расчета ξ в зависимости от Re в широком диапазоне значений Re.

Для значений $Re\leqslant 1000$ Л. С. Клячко (1929 г.) предложил выражение, относящееся к шару:

$$\xi=\frac{24}{Re}+\frac{4}{\sqrt[3]{Re}}, \qquad \text{(VI-9)}$$

достаточно хорошо отражающее в указанных пределах зависимость между ξ и Re.

Необходимо подчеркнуть, что для высоких значений Re величина ξ сильно зависит от степени турбулентности потока, набегающего на шар. Результаты определения ее различными лабораториями и при различных условиях весьма существенно разнятся.

Именно различной турбулентностью потока объяснил Н. Е. Жуковский (20) так называемый «парадокс Дюбуа», заключавшийся в том, что гидравлическое сопротивление одного и того же тела оказывается различным и зависящим от того, движется ли тело в спокойной среде или поток набегает на неподвижное тело.

Только для небольших скоростей движения, какими характеризуется падение пылинок в воздухе или взвешивание их воздушным потоком, эти два явления можно полагать тождественными. Приближенно скорость падения пылинок можно считать равной взвешивающей скорости потока, т. е. такой скорости движения воздуха, которая поддерживает частицы во взвешенном состоянии.

Общее выражение величины взвешивающей скорости движения воздуха и конечной скорости падения пылинок. Величину скорости падения или взвешивающей скорости движения воздуха для небольших шаровидных частиц можно найти, руководствуясь следующими соображениями.

Вес шаровой частицы с удельным весом $\gamma_ч$, находящейся в среде с удельным весом $\gamma_с$, равен

$$G=\frac{\pi d^3}{6}(\gamma_ч-\gamma_с)=\frac{\pi d^3}{6}\gamma_ч\left(1-\frac{\gamma_с}{\gamma_ч}\right);$$

если средой является воздух, т. е. если $\gamma_с=\gamma_в=1{,}2\ кГ/м^3$, то даже для частиц ядра зерна, имеющих удельный вес $\gamma_ч=1300\ кГ/м^3$, величина $\frac{\gamma_с}{\gamma_ч}=\frac{1{,}2}{1300}\approx 0{,}001$ незначительна в сравнении с единицей и поэтому для воздуха без существенной ошибки можно принять $G=\frac{\pi d^3}{6}\gamma_ч$.

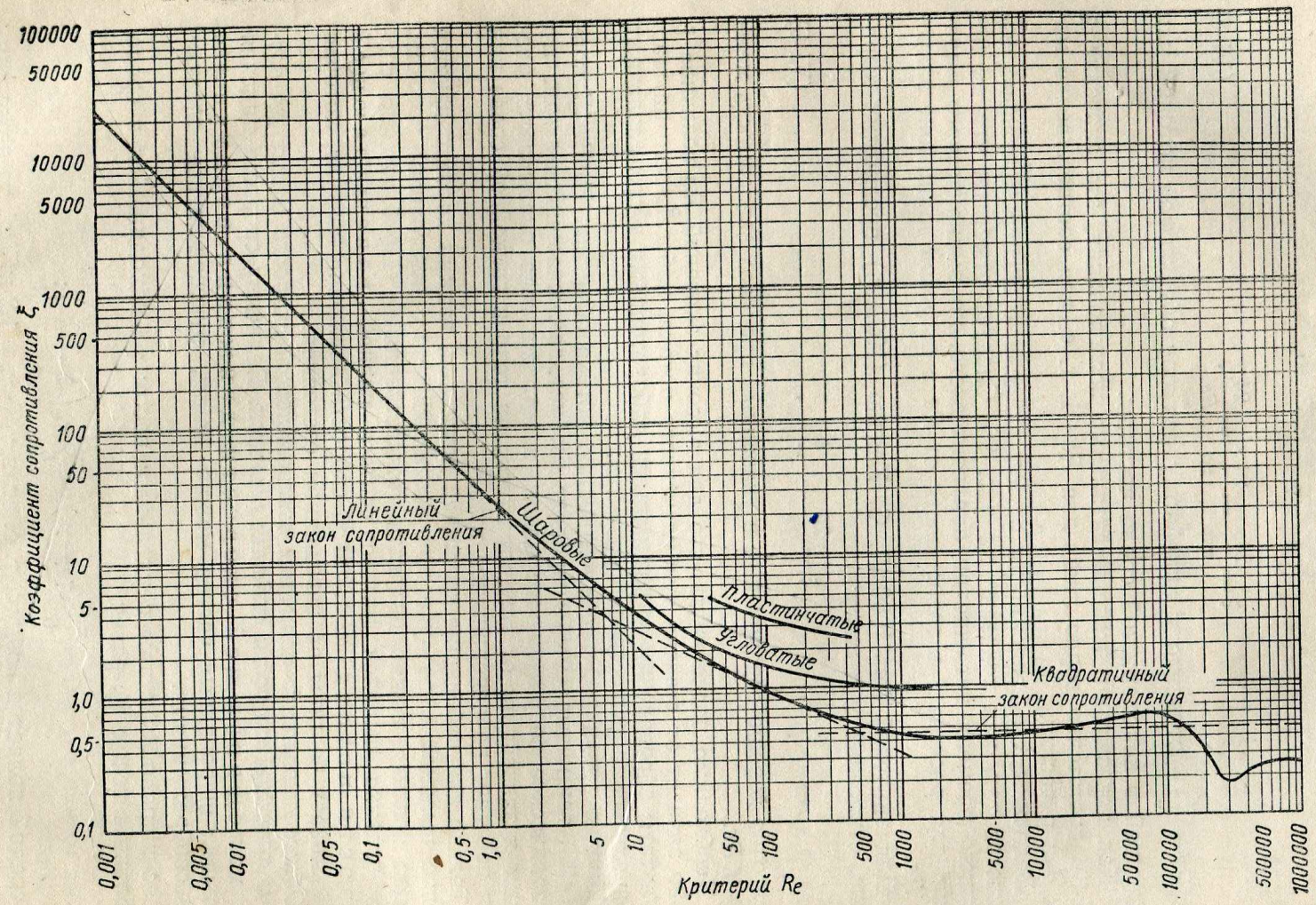


Рис. 96. Коэффициент сопротивления шаровидных, угловатых и пластинчатых частиц в зависимости от величины Re

На частицу A, падающую в неподвижной среде, действуют вес частицы в среде G и сопротивление среды P, направленные по одной линии, но в противоположные стороны (рис. 97).

Уравнение движения частицы под влиянием этих двух сил можно написать в виде

$$m\frac{dv}{dt}=G-P=\frac{\pi d^3}{6}\gamma_ч-\xi\frac{\pi d^2}{4}\rho\frac{v^2}{2},$$

где масса частицы

$$m=\frac{G}{g}=\frac{\pi d^3}{6}\frac{\gamma_ч}{g}.$$

После несложных преобразований получим, что ускорение свободно падающей в вязкой среде частицы

$$\frac{dv}{dt}=g\left(1-\frac{3}{2}\frac{\xi}{\gamma_ч d}\rho\frac{v^2}{2}\right). \qquad \text{(VI-10)}$$

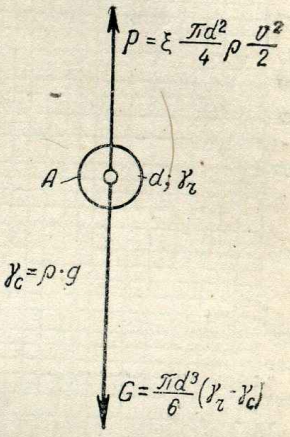


Рис. 97. Схема сил, действующих на частицу при падении ее в неподвижной среде

В начале падения при $v=0$ ускорение частицы равно g *м/сек²*, но далее с возрастанием скорости падения величина $\frac{3}{2}\frac{\xi}{\gamma_ч d}\rho\frac{v^2}{2}$ может настолько приблизиться к единице, что $\frac{dv}{dt}$ практически станет равным нулю, т. е. скорость падения будет постоянной величиной.

Например, продолжительность ускоренного падения частиц минеральной и мучной пыли размером 50÷75 микронов в стандартном воздухе составляет сотые доли секунды, после чего частицы падают с постоянной скоростью, находящейся в пределах 0,1÷0,3 *м/сек*.

Для того чтобы частица весом G *кГ* оказалась взвешенной вертикально восходящим воздушным потоком, необходимо, чтобы давление на эту частицу

$$P_д=\xi F\rho\frac{v^2}{2}=\xi\frac{\pi d^2}{4}\rho\frac{v^2}{2} \qquad \text{(VI-6)}$$

хотя бы равнялось весу частицы, т. е. чтобы

$$\xi\frac{\pi d^2}{4}\rho\frac{v^2}{2}=\frac{\pi d^3}{6}\gamma_ч; \qquad \text{(VI-11)}$$

отсюда величина взвешивающей скорости при $\rho=0{,}122$ *кГ · сек²/м⁴*

$$v=\sqrt{\frac{4}{3}\frac{\gamma_ч d}{\xi\rho}}=1{,}15\sqrt{\frac{\gamma_ч d}{\xi\rho}}=3{,}3\sqrt{\frac{\gamma_ч d}{\xi}}. \qquad \text{(VI-12)}$$

Полученное значение v можно считать не только выражением взвешивающей скорости воздуха, но и скорости падения частиц пыли в неподвижной среде, так как уравнение (VI-11) можно написать, исходя из условия постоянства скорости падения частицы ($v=\text{const}$), при котором сумма сил, действующих на частицу (G и $P_д$), равна нулю.

Если скорость движения вертикально восходящего потока w равна скорости падения частицы пыли в этой же, но неподвижной среде, т. е. $w=v$, то скорость движения частицы пыли равна по выражению (VI-11) нулю. Если же $w>v$, то частица будет подниматься со скоростью $+v_ч=w-v$; при $w<v$ частица будет опускаться с той же по своему общему выражению скоростью, равной $-v_ч=w-v$; следовательно, в вертикально восходящем воздушном потоке частица движется

со скоростью, равной разности между скоростью потока w и конечной скоростью падения v в этой же среде.

Воспользоваться общим выражением (VI-12) взвешивающей скорости воздуха или скорости падения частиц в нем можно только при

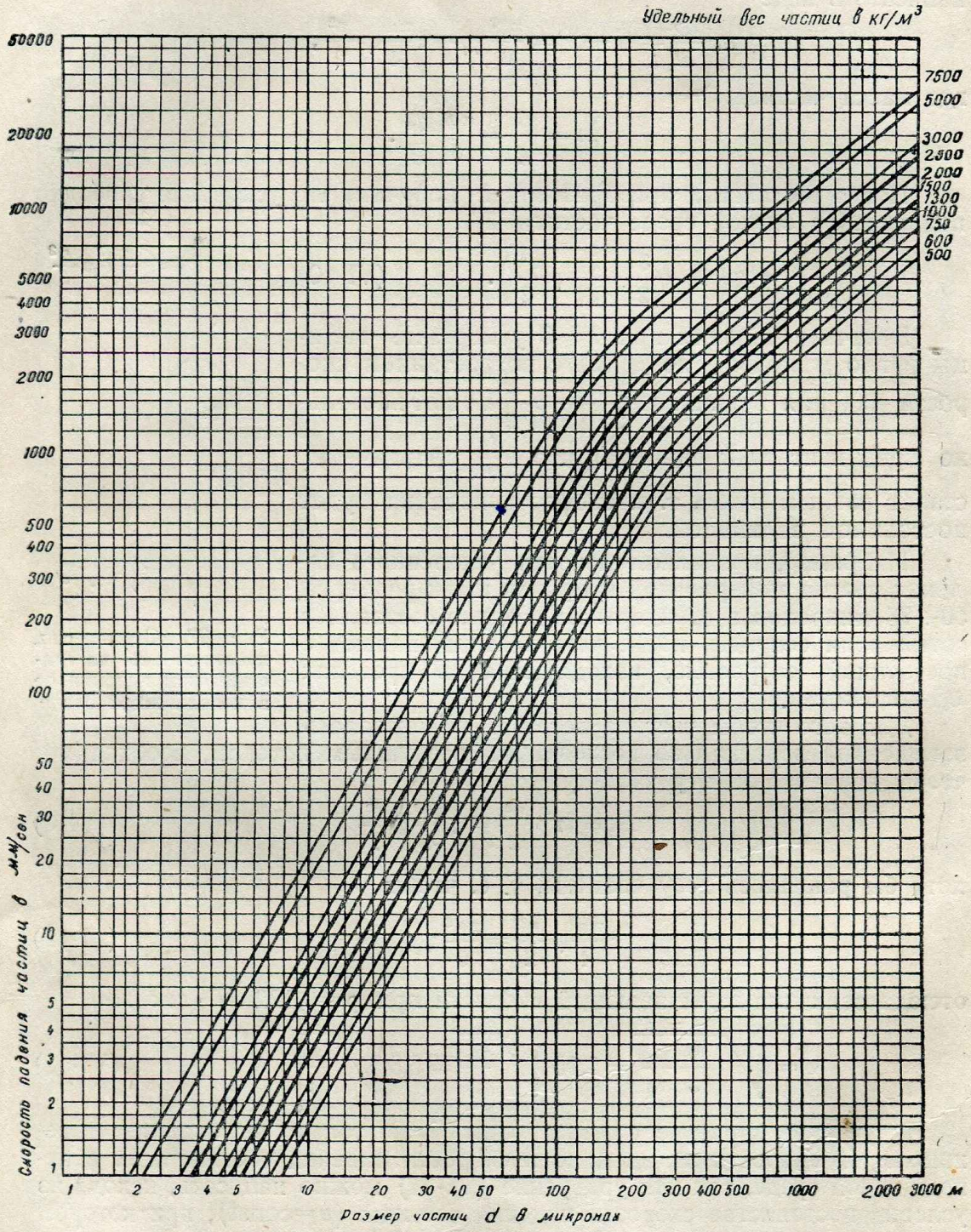


Рис. 98. Номограмма для определения скорости осаждения минеральной ($\gamma_ч$= =2500 $кГ/м^3$) и мучной ($\gamma_ч$=1300 $кГ/м^3$) пыли в воздухе.

условии, если известно значение ξ, зависящее от Re, т. е. в частности и от искомой величины v.

Так, при $Re<1$ пригодно выражение (VI-8) для ξ, подставляя которое в полученное общее выражение v (VI-12), можно найти частное выражение взвешивающей скорости.

Для частиц большего размера ($Re \leqslant 1000$) возможно воспользоваться выражением ξ, предложенным Л. С. Клячко (VI-9), однако это приводит к необходимости определения взвешивающей скорости путем решения уравнения пятой степени, что в свою очередь требует большой затраты времени или применения специально построенных вспомогательных кривых.

Для ускоренного определения взвешивающей скорости стандартного воздуха и скорости осаждения частиц в стандартном воздухе нами по приведенным выше выражениям построена номограмма, изображенная на рис. 98.

21. ХАРАКТЕРИСТИКА ПЫЛИ, ВСТРЕЧАЮЩЕЙСЯ НА ЭЛЕВАТОРАХ, МЕЛЬНИЦАХ, КРУПЯНЫХ И КОМБИКОРМОВЫХ ЗАВОДАХ

Пылеобразование на элеваторах, мельницах, крупяных и комбикормовых заводах. В межзерновых пространствах массы зерна, поступающего после обмолота на заготовительные пункты, содержится иногда значительное количество пыли, состоящей из частиц оболочек зерна, обрушенных при молотьбе, обломков частей колоса, минеральных и других частиц. Пыль, содержащаяся в межзерновых пространствах и легко отсеивающаяся на ситах, является пылью, находящейся в свободном состоянии.

Наряду с ней в массе зерна находится значительное количество пыли, связанной с его поверхностью.

При всех процессах, сопровождающихся трением зерен одно о другое, пыль постепенно удаляется с поверхности и уносится токами воздуха в пространство. Еще легче уносится пыль, находящаяся в зерне в свободном состоянии.

Шероховатой, сетчатой поверхностью зерна объясняется то обстоятельство, что после очистки его в сепараторе от пыли, бывшей в свободном состоянии, зерно, пройдя несколько самотечных труб или будучи поднято норией, снова начинает пылить. Связанная пыль при его перемещении снова отделяется от удерживающей ее шероховатой поверхности вследствие взаимотрения зерен.

Обоечные, щеточные и, еще лучше, моечные машины почти полностью освобождают поверхность зерна от минеральной пыли. При перемещении очищенного в этих машинах зерна все же наблюдается некоторое пылеобразование, но уже преимущественно за счет пылевидных обрушенных частиц зерна.

Таким образом, на элеваторах и в очистительных отделениях мельниц и крупозаводов пылеобразование неизбежно при всех процессах, связанных с перемещением зерна; скорость падения мелких частиц пыли значительно меньше скорости падения зерна, вследствие чего эти частицы отстают от его струи и выносятся в окружающую среду воздушными потоками, возбуждаемыми движением зерна.

При подаче его на транспортеры пылеобразование вызывается изменением направления и величины скорости зерен до скорости движения ленты, а также отставанием от этого движения пыли, находящейся в зерне в свободном состоянии. Значительно пылит и нижняя холостая ветвь, теряющая пыль, приставшую к ней от транспортируемого зерна.

Выделение пыли при загрузке бункеров и силосов вызывается вытеснением из них объемов, вносимых зерном, и, главное, воздухом, увлекаемым потоком зерна; вытесняемый воздух выносит с собой большие количества пыли.

Основным производственным процессом в размольных отделениях мельниц является процесс измельчения зерна в муку, размеры частиц которой не отличаются от размеров частиц промышленной пыли; поэтому

пылеобразование неизбежно сопутствует всем операциям переработки зерна в муку. Это относится также к комбикормовым заводам.

Предупреждение выделений пыли в производственные помещения достигается путем создания разрежения в камерах и пылезащитных кожухах машин, а также в других укрытых пространствах, где происходит образование пылевоздушных смесей.

Особенности пыли на элеваторах, мельницах, крупяных и комбикормовых заводах. Пыль рассматриваемых предприятий состоит, как правило, из частиц минерального и органического происхождения.

Минеральная составляющая пыли представляет собой частицы почвы полей и атмосферную пыль, осаждающуюся на колосьях зерновых хлебов.

Органическая составляющая пыли в свою очередь слагается из частей колоса и соломы, цветочных пленок, сорняков, частиц оболочек, бородки и зародыша зерна, крахмальных зерен злаков и сорняков, спор головни, плесневых и других грибков, т. е. из различных частиц главным образом растительного происхождения.

Соотношение указанных составных частей пыли изменяется в соответствии с ходом технологического процесса. Так, элеваторная пыль по весу часто состоит наполовину, а иногда и более, из минеральной составляющей, в то время как в зерноочистительных отделениях мельниц и крупозаводов содержание минеральной составляющей резко уменьшается, достигая к концу процесса очистки 3—5%.

Представление о составе пыли по соотношению между органической и минеральной частями может дать ее зольность. В табл. 4 приведены данные о зольности пыли, извлеченной из воздуховодов, аспирирующих машины одной из мельниц в Горьком (33).

Таблица 4

Примерный состав пыли на мельницах

(в % к весу пыли)

Наименование оборудования	Зольность	Содержание кремнезема (SiO_2)
Автоматические весы	31,9	29,0
Сепаратор (система 1-го сепарирования)	36,0	33,5
Обоечная машина (система 1-го шелушения)	14,2	0,6
Обоечная машина (система 2-го шелушения)	6,5	2,4
Сепаратор (система 2-го сепарирования)	13,1	6,4
Щеточная машина	11,3	8,0
Аспирационная колонка	9,7	4,1
Нория	8,3	3,5
Бурат для контроля отходов	11,9	5,4
Рассев на I драной системе	1,40	—
Рассев для контроля муки I сорта	0,81	—
» » » » II »	1,62	—
Закром для муки I сорта	0,73	—

Как видно из табл. 4, зольность пыли, отсасываемой от «черного» сепаратора, достигала 36%. Количество же минеральных частиц в этой пыли возможно даже больше указанной цифры, так как при прокаливании золы некоторые частицы минерального происхождения могут по-

терять часть своего веса. Следует подчеркнуть чрезмерно большое содержание кремнезема в черной пыли, встречающейся на элеваторах и в зерноочистительных отделениях мельниц и крупяных заводов, что делает эту пыль особенно опасной в гигиеническом отношении.

Зольность мучной пыли свидетельствует, что состав ее мало отличается от ядра зерна; мучная пыль имеет большую продовольственную ценность и потери ее даже в ничтожных количествах совершенно недопустимы.

Зерновая и мучная пыль включает большое количество различных микроорганизмов. Зерновая пыль содержит споры различных грибков (мокрой, пыльной, каменной и стеблевой головни, например); некоторые из них вредны для здоровья человека. Мучная пыль кроме различных плесеней содержит большое количество бактерий. Данные бактериологического исследования взвешенной в воздухе мельниц пыли показали, что количество колоний, выросших после обработки питательной среды 1 $м^3$ запыленного воздуха, находилось в пределах 350 000÷450 000.

Пыль, образующаяся при очистке и размоле зерна, весьма различна по размерам составляющих ее частиц: в поле зрения микроскопа встречаются и крупные частицы оболочек размером до 250 μ и наряду с этим мелкие крахмальные зерна размером около 5 μ. Размеры мучных пылинок несколько более однородны, но все же колеблются в пределах 3÷25 μ. При более сильном увеличении (в 1000 раз) в поле зрения наблюдаются также мелкие частицы размером около 0,5 μ. Анализы состава пыли размольных отделений показывают, что 70—80% общего количества пылинок состоит из частиц величиной до 2 μ.

Вредные для здоровья свойства пыли, встречающейся на элеваторах, мельницах, крупяных и комбикормовых заводах. Пыль — основная вредность элеваторов, мельниц, крупяных и комбикормовых заводов. На многих из них благодаря технически грамотной эксплуатации вентиляционных установок полностью ликвидирована эта опаснейшая вредность.

Крупнейший русский гигиенист, основатель кафедры гигиены в Московском университете и Гигиенического института в Москве, Ф. Ф. Эрисман еще в 1875 г., в своем «Руководстве к гигиене» подробно исследовал причины возникновения и развития пылевых заболеваний легких у промышленных рабочих.

Пыль, попадающая в организм, может причинять вред в результате:

— механического воздействия (например повреждение дыхательных органов острыми кромками минеральной или металлической пыли);

— химического воздействия (отравление свинцовой, мышьяковой, марганцовой и другой ядовитой пылью);

— бактериологического воздействия (попадание в организм вместе с пылью болезнетворных бактерий).

Пыль, выделяющаяся при перемещении и переработке зерна, вредно действует не только на дыхательные органы, но и на кожные покровы, глаза, уши и зубы, затрагивая, таким образом, важнейшие функции организма. Не обладая ядовитыми свойствами, она может причинять вред главным образом механическим и частично бактериологическим воздействием; следует отметить, что повреждения, наносимые механическим путем, подготовляют почву для различного рода заболеваний, в том числе инфекционных.

Заболевания легких, вызываемые длительным вдыханием пыли, называются, как указывалось, пневмокониозами; из них наиболее опасным является силикоз легких, вызываемый пылью, содержащей кремнезем и часто осложняющийся другими тяжелыми легочными заболеваниями, в частности туберкулезом. Наиболее опасна в этом отношении мелкая пыль, проникающая в глубочайшие отделы дыхательных путей (пылинки размером менее 10 μ).

Очень важно для организма, что далеко не вся пыль остается в дыхательных путях. Наиболее грубая часть ее (преимущественно пылинки размером более 50 μ) выводится через носоглотку, выполняющую защитные от пыли функции организма.

Пыль может вызывать у рабочих мукомолов и элеваторщиков воспаление соединительной оболочки глаз — коньюктивиты, иногда переходящие в трахому и обусловливающие ухудшение зрения.

Разложение систематически попадающей в полость рта мучной пыли с образованием молочной, уксусной и других кислот действует разрушающе на эмаль и дентин зубов. Работа в цехах, где происходит усиленное выделение пыли, косвенным образом повреждает даже слух.

Слизистые оболочки носа и глотки не только механически очищают вдыхаемый воздух от пыли, но действуют еще и антибиотически, уничтожая микробов и препятствуя проникновению их в глубь организма. Загрязнение слизистых оболочек пылью резко снижает, а иногда и парализует их стерилизующие и антибиотические свойства.

Антибиотические функции несут и кожные покровы человека; систематическое загрязнение их пылью, даже кажущейся безвредной мучной пылью, может вызывать различные заболевания кожных покровов, не говоря уже о закупорке пор, о нарушении кожного дыхания, потоотделения и связанной с этим теплорегуляции организма.

Таким образом, пыль может оказывать разностороннее и весьма вредное влияние на состояние здоровья рабочих элеваторного хозяйства, мукомольно-крупяной и комбикормовой промышленности.

Индивидуальные профилактические средства (респираторы и очки) могут быть рекомендованы лишь при проведении ремонтных работ и очистке закромов и пылевых камер. Рекомендовать их постоянное употребление во время работы, конечно, ни в коем случае нельзя.

Важнейшей профилактической мерой в этом отношении является улучшение эксплуатации вентиляционных установок.

22. ВЗРЫВНЫЕ СВОЙСТВА ПЫЛЕВОЗДУШНЫХ СМЕСЕЙ

Взрыв пыли представляет собой крайне быстро протекающую и самораспространяющуюся химическую реакцию сгорания взвешенной в воздухе пыли. Он сопровождается образованием большого объема газовых продуктов горения, толчкообразным движением их и окружающей среды с высокой скоростью и разрушением ограждений среды, в которой произошел взрыв.

Пренебрежение взрывными свойствами пыли может привести к катастрофам на элеваторах, мельницах, крупяных и комбикормовых заводах, а также на других промышленных предприятиях, в воздухе рабочих помещений которых может быть взвешена тонкая взрывоопасная пыль.

Воспламенение, горение и взрыв пыли. В отличие от взрывчатых веществ, не требующих даже наличия кислорода в воздухе, взрыв пыли может возникнуть только:

— при смешении достаточно тонко измельченного вещества с газовой средой, содержащей кислород;

— при наличии теплового источника достаточной температуры и мощности.

Возникновение взрыва возможно лишь при наличии достаточных концентраций в воздухе как взрывчатой пыли, так и кислорода. Минимальная взрывоопасная концентрация пыли в воздухе обусловливает:

— сближение пылинок на такое расстояние, при котором возможно воспламенение одной частицы от другой;

— увеличение прихода теплоты до величины, превосходящей расход ее путем теплоотдачи в окружающую среду, что приводит к саморазогреванию взрывающейся пылевоздушной смеси.

В элеваторной пыли подвержена воспламенению лишь ее органическая часть; минеральная же является инертным компонентом, который с увеличением концентрации его в воздухе затрудняет возникновение взрыва благодаря экранирующему действию и относительно бóльшей теплоемкости частиц минеральной пыли.

Горение пыли отличается от взрыва ее более медленным протеканием реакции. Скорость распространения пламени при горении составляет несколько метров в секунду, в крайних случаях два-три десятка метров, в то время как скорость распространения взрывного горения достигает сотен и даже тысяч метров в секунду.

Хотя горение воспламеняющихся пылевоздушных смесей начинается более затрудненно и протекает медленнее, чем горение некоторых горючих газовых смесей, но количество горючего материала, приходящееся на единицу объема, в пылевоздушных смесях может быть большим. В связи с этим при горении их могут развиваться значительно большее количество тепла и образоваться бóльший объем продуктов горения, а следовательно, и бóльшая взрывная мощность, могущая достигать сотен тысяч киловатт.

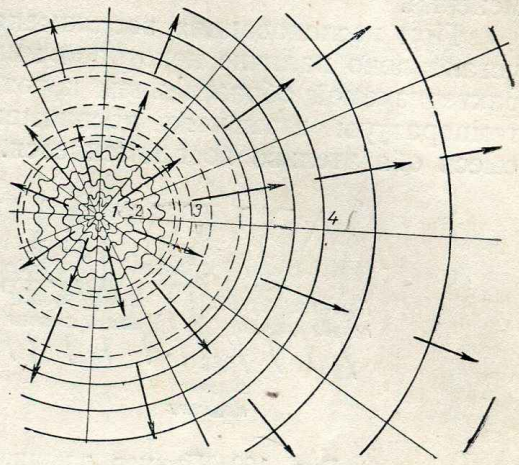


Рис. 99. Приближенная схема возникновения и распространения взрыва пыли:
1—источник воспламенения; *2*—волна пламени; *3*—тепловая волна; *4*—ударная волна (повышенного давления или взрывная)

При воспламенении пыли в виде аэрогеля горение, и притом медленное, происходит только с поверхности слоя пыли, так как концентрация ее крайне велика, т. е. количество воздуха, приходящееся на единицу веса пыли, и величина поверхности лежащих одна подле другой пылинок недостаточны для интенсивного ее горения. Однако и спокойно горящий с поверхности аэрогель может быть крайне опасен, так как при внезапном распылении вследствие встряхивания, удара или сбрасывания он может, обратившись в аэрозоль, произвести разрушительный взрыв.

Приближенная схема возникновения и распространения взрыва пыли представляется в следующем виде (рис. 99). Источник теплоты *1* достаточной в данных условиях температуры и мощности, вызывает воспламенение; вместе с тем он служит началом волны или фронта пламени *2*, распространяющихся на невоспламенившиеся еще участки аэрозоля. Перед волной пламени движется тепловая волна *3*, переходящая в ударную волну *4* повышенного давления, распространяющуюся со скоростью звука, а иногда и бóльшей скоростью, сжимающую не воспламенившиеся еще слои пылевоздушной смеси. Удар такой взрывной волны вызывает разрушительное действие тем бóльшее, чем больше скорость волны.

Один из результатов измерений скоростей газов, возникающих при взрывах угольной пыли, произведенных с целью экспериментального исследования в специальных штольнях, показан на рис. 100. Волна сжатия, взвешивая в воздухе лежавшие спокойно залежи пыли, подготовляет, таким образом, взрывную пылевоздушную смесь, питающую идущий сзади фронт пламени или воспламеняющуюся в результате резкого повышения температуры воздуха под влиянием внезапного сжатия его.

В примере, показанном на рис. 100, скорость взрывной волны близка к скорости звука в воздухе.

Таким образом, разрушающий эффект взрыва слагается из действия внезапно расширяющейся дисперсной среды аэрозоля и образующихся в большом количестве продуктов горения, а также из действия живой силы взрывной волны большой скорости.

Температуры воспламенения и взрывные концентрации пылевоздушных смесей. Воспламенение пылевоздушной смеси может произойти при наличии такого источника воспламенения, который одновременно отвечает следующим двум условиям:

— достаточно высокая температура, не ниже некоторой минимальной, указанной далее;

— достаточное для нагревания окружающих слоев воздуха и пыли количество теплоты, выделяемой в единицу времени источником воспламенения.

При исследованиях воспламеняемости пылевоздушных смесей было установлено наличие некоторой минимальной температуры вспышки, характеризуемой образованием короткого, быстро затухающего пламени и температуры взрывного воспламенения, при которой пылевоздушная смесь обязательно воспламеняется.

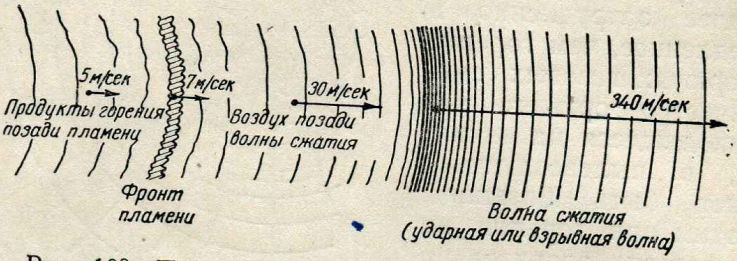


Рис. 100. Пример повышения скорости движения вдоль линии распространения взрыва пыли

Минимальная температура воспламенения пылевоздушных смесей и давление, развивающиеся при взрыве их, зависят от многих факторов: количества летучих веществ, содержащихся в твердых частицах пыли; влажности частиц; степени измельченности их; количества невозгораемых частиц пыли; степени ее концентрации; характера источника воспламенения и других причин.

Минимальная температура вспышки таких видов пылевоздушных смесей, как зерновая и мучная, колеблется обычно в пределах 400÷650° в зависимости от указанных выше факторов, т. е. равна температурам темнокрасного и красного каления стали; температура взрывного воспламенения — примерно в полтора раза выше, т. е. находится в пределах 650÷900°.

В измерениях, проведенных в ЦНИИПО Г. М. Годжелло (34), результаты которых указаны в табл. 5, различалась еще и третья температура, при которой начинается образование искр, т. е. температура искрообразования.

Возможность взрыва при наличии источника воспламенения и величина давления, развивающегося при взрыве, определяются следующими двумя основными положениями:

— взрыв пыли возможен лишь при определенной концентрации пыли в воздухе, колеблющейся в некоторых пределах, называемых нижним и верхним пределами взрывоопасной концентрации пылевоздушной смеси;

— взрывное давление, как это показано на рис. 101, тем выше, чем больше концентрация пыли удаляется от нижнего предела, но по мере приближения к верхнему пределу взрываемости давление снова уменьшается; таким образом, каждый род пыли имеет некоторую наиболее опасную концентрацию, обусловливающую наивысшее взрывное давление.

При низких концентрациях расстояние между частицами настолько велико, что передача пламени от частицы к частице, необходимая для взрыва, становится невозможной; при очень высоких концентрациях пыли в воздухе количество кислорода становится не достаточным для интен-

Таблица 5

Характеристика степени взрывоопасности пыли на элеваторах, мельницах, крупяных и комбикормовых заводах

Вид пыли (фракция измельченного продукта с размерами частиц менее 70 μ)	Данные анализа		Возгораемость		Взрыв	
	влажность в %	зольность в %	температура искрообразования в °С	температура вспышки в °С	температура взрывного воспламенения в °С	минимальная взрывоопасная концентрация в г/м³
Отходы зерна пшеницы . .	9,9	9,1	440	550	700	20,2
Кукуруза—зерно	9,5	1,8	440	675	850	22,7
Кукуруза—початки без зерна	8,3	4,4	325	470	650	20,2
Мельничная пыль серая .	8,1	16,5	293	625	800	17,6
Пшеница измельченная .	10,4	2,3	450	625	875	15,1
Мука пшеничная	11,1	1,5	442	550	825	35,3
Мучка пшеничная	8,9	4,0	500	675	700	15,1
Мука ржаная из целого зерна	10,3	1,9	525	625	875	27,7
Мука древесная	6,4	5,4	315	430	775	30,2
Овсяная мука из целого зерна	10,9	3,3	440	650	775	30,2
Овсяная мучка	9,7	3,0	470	600	800	25,2
Овсяная лузга	—	—	нет	355	666	22,7
Отруби пшеничные мелкие	9,4	4,3	470	750	825	17,6
Отруби пшеничные крупные	—	—	415	600	825	15,4
Отруби ржаные	10,2	5,7	500	675	800	52,9
Просяная мучель	8,8	5,9	525	675	850	32,8
Сено заливное	6,4	12,1	355	525	900	12,6
Сено луговое	9,0	11,0	325	725	975	17,6
Табачная пыль	1,8	7,7	345	565	—	101,0
Элеваторная пыль (зерно ржи—фракция ~800 μ)	5,5	10,5	315	480	800	227,0
Элеваторная пыль (зерно пшеницы)	—	—	—	—	—	50,0

Примечания: 1. По концентрации наиболее взрывоопасны: нафталин—2 5 г/м³, канифоль—5 0 г/м³, сухое молоко и шрот подсолнечный—7,6 г/м³, галалитовая пыль—8 0 г/м³, сенная мука и сено—12 6 г/м³.

2 По температуре вспышки наиболее легкой возгораемостью отличаются: овсяная лузга—355°, древесная мука—400°, мучная пыль—450°, кукурузные початки—470°, сахар—525°.

сивного и полного горения, в связи с чем горение замедляется и взрывное давление падает.

Нижний предел взрывоопасной концентрации мучнистой пылевоздушной смеси равен примерно 10 г/м³, а зерновой пыли на элеваторах—около 40 г/м³, как это показали исследования, проведенные в ЦНИИПО, а также в Центральной научно-исследовательской лаборатории комбикормовой промышленности и в Московском горном институте (табл. 6).

Минимальная взрывоопасная концентрация пыли в воздухе в некоторой степени зависит от ее зольности (рис. 102), возрастая с повышением зольности, точнее,— с увеличением содержания минеральной пыли. Увеличение содержания невозгораемой минеральной пыли уменьшает за-

пас горючего в пылевоздушной смеси; кроме того, большое количество таких инертных частиц, находящихся между возгораемыми органическими частицами зерновой пыли, создает как бы микроскопические экраны,

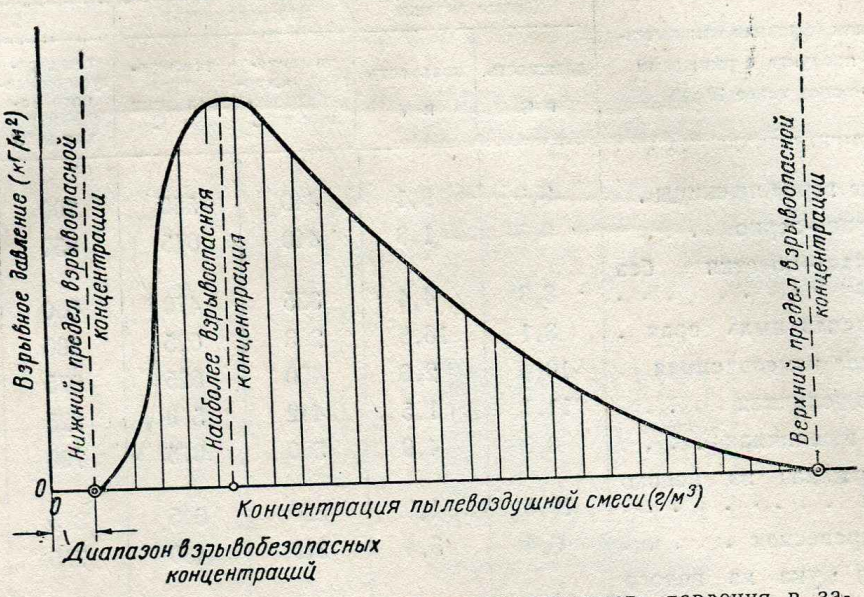


Рис. 101. Характер изменения величины взрывного давления в зависимости от концентрации пылевоздушной смеси

затрудняющие передачу тепла от одной возгораемой частицы к другой, и увеличивающие потери тепла на нагревание начального объема первичного очага взрыва пылевоздушной смеси.

Таблица 6

Нижний предел взрывоопасной концентрации пылевоздушных смесей на элеваторах, мельницах, крупяных и комбикормовых заводах

Виды пыли	Минимальная взрывоопасная концентрация в г/м³	Зольность пыли в %
Мельничная пыль (ЦНИИЛкомбикорм)		
Мука гороховая	10,1	4,2
Мучка пшеничная	25,2	4,0
Мука овсяная	25,2	3,0
Отруби пшеничные мелкие	17,6	4,3
Мельничная пыль	17,6	16,7
Элеваторная пыль (Московский горный институт имени И. В. Сталина)		
Пыль от приемных железнодорожных ларей	271	48,0
Пыль от оборудования нижнего этажа башни	113	30,0
Пыль от подсилосного этажа	41	14,0
Пыль от надсилосного этажа	62	32,1
Пыль от этажа головок норий	150	42,6
Пыль от этажа весов	54	11,5
Пыль от распределительного этажа	87	13,0

Давления, развивающиеся в закрытых камерах при взрыве зерновых и мучных пылевоздушных смесей, зависят, как уже указывалось, от концентрации смеси; например, при концентрации 10 *г/м*³ взрывные давления находятся в пределах 1500÷2500 *кГ/м*² и зависят от рода пыли и способа воспламенения ее; при концентрации около 50 *г/м*³ они поднимаются до 9000÷10 000 *кГ/м*², а при наличии очень тонкой пыли — еще выше.

Минимальная взрывоопасная концентрация пылевоздушной смеси повышается в 2—3 раза уже при движении воздуха со скоростью 5 *м/сек*; зависимость между условиями воспламенения в неподвижном и движущемся воздухе нуждается в изучении.

Методы предотвращения взрывов пыли. Борьбу с возможностью возникновения взрывов пыли на элеваторах, мельницах, крупяных и комбикормовых заводах необходимо вести в трех основных направлениях:

— предупреждение возможности образования пылевоздушных смесей с концентрацией 10 *г/м*³ и более;

— предупреждение возможности образования малейших отложений пыли, подлежащих немедленному удалению с поверхностей стен, перекрытий и оборудования;

— исключение возможности возникновения источников воспламенения, т. е. поверхностей и газов, нагретых до температур 250° и выше.

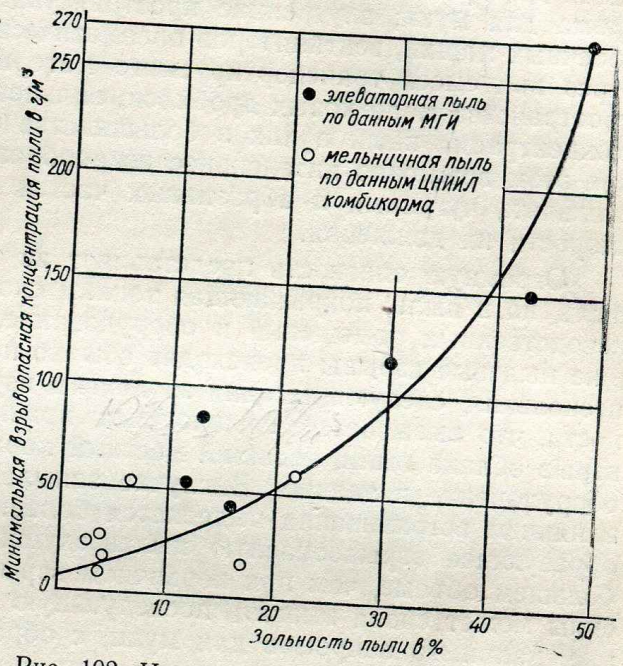


Рис. 102. Нижний предел взрывобезопасной концентрации пылевоздушных смесей в зависимости от зольности пыли, встречающейся на элеваторах и мельницах

В воздуховодах мельниц и крупяных заводов концентрации пылевоздушных смесей обычно ниже минимальной взрывоопасной; так, по нашим измерениям, произведенным на двух мельницах, наблюдались следующие концентрации пыли в воздухе, отсасываемом от машин:

сепараторы „черные"	4,9 *г/м*³
обоечные машины с абразивным цилиндром (система 1-го шелушения)	2,9 „
то же (система 2-го шелушения)	0,9 „
вальцевые станки (драные системы, мельница № 1)	4,3 „
то же (мельница № 2)	3,8 „
вальцевые станки (размольные системы, мельница № 1)	0,9 „
вальцевые станки (размольные системы, мельница № 2)	1,4 „
воздуховоды ситовеек (мельница № 2)	1,4 „
воздуховоды рассевов (мельница № 2)	2,8 „
воздуховоды центрофугалов и щеточных машин (мельница № 2)	0,2 „

На элеваторах запыленность воздуха в воздуховодах достигает лишь в отдельных случаях 20 *г/м*³; в воздуховодах загрузочных башмаков ленточных транспортеров она составляет 3÷5 *г/м*³, в воздуховодах баш-

маков норий — 3÷6 *г/м³*, в воздуховодах надвесовых ларей — 7÷20 *г/м³* и в воздуховодах зерновых сепараторов — 5÷15 *г/м³*.

Так как нижний предел взрывоопасной концентрации элеваторных пылевоздушных смесей выше 40 *г/м³*, то следует признать, что при нормальных условиях эксплуатации концентрация пыли в воздуховодах ниже взрывоопасной, особенно если учитывать влияние движения воздуха в них.

Однако при ударе по воздуховоду осевшая на его внутренних стенках пыль, попадая в воздух, повышает концентрацию пылевоздушной смеси до взрывоопасной. Особенно взрывоопасны силосы для зерна и закрома для муки; внутренние пространства головок и башмаков норий, обоечных машин, вентиляторов пневматического транспорта при пропуске через них смеси транспортируемого материала с воздухом; внутренние пространства молотковых дробилок, вальцевых станков и других машин. Концентрация пыли в них в большинстве случаев очень взрывоопасна; при этом возможно интенсивное искрообразование, вызываемое ударами стальных, чугунных и абразивных частей одна о другую при высокой скорости их движения.

Огромную опасность представляет не только взвешенная в воздухе пыль, но и пыль, покрывающая тонким слоем стены, потолки, полы производственных помещений и оборудование, установленное в них. Большие пылевые взрывы происходят обычно не в один прием, а в результате нескольких, следующих один за другим взрывов увеличивающейся мощности, что вызывается следующими причинами. Небольшой первичный взрыв облака пыли, носящий местный характер, как бы встряхивает все оборудование и здание. В случае запыленности его поверхностей, под влиянием встряхивания выделяется большое количество пыли в воздух, образующее взрывоопасную пылевоздушную смесь уже в значительно большем объеме, чем при первичном взрыве. Вторичный взрыв бóльшей силы может снова вызвать последующую встряску и, наконец, разрушение, например закромов для муки, с образованием очень большого облака пыли и его заключительным взрывом.

Достаточно наличия едва заметного слоя пыли, толщиной в одну-две десятых миллиметра, покрывающего все имеющиеся в здании поверхности, как взрывная волна первичного местного взрыва, сбросив эту пыль в воздух, образует новое облако пыли, обладающее огромной взрывоопасностью. Вот почему соблюдение должной чистоты в цехах служит надежным залогом обеспечения сохранности социалистического предприятия, его пожарной и взрывной безопасности.

Анализ причин возникновения взрывов пыли приводит к выводу, что они происходят только на загрязненных предприятиях, где отсутствуют или плохо работают вентиляционные установки. Возникновение источников воспламенения пылевоздушных смесей обусловливается многими и разнообразными причинами, рассматриваемыми в курсе «Техника безопасности и противопожарная техника».

К числу эффективных методов борьбы с взрывоопасностью мельниц следует отнести осуществление замкнутого цикла воздуха в зданиях. Рециркуляция аспирируемого от оборудования воздуха повышает влажность его в здании, увеличивая влажность гигроскопичных пылинок, что существенно затрудняет их воспламенение. Рост относительной влажности воздуха в здании до 80% значительно уменьшает опасность пылевых взрывов.

Не преуменьшая значения различных мероприятий, рекомендуемых пожарной профилактикой, предупреждающих возможность возникновения и ослабляющих разрушительные последствия взрывов пыли, следует подчеркнуть, что важнейшим является обеспечение высокоэффективной работы обеспыливающих вентиляционных установок.

ГЛАВА VII

ОСНОВЫ МЕТОДОВ ИССЛЕДОВАНИЯ ПЫЛИ И ПЫЛЕВОЗДУШНЫХ СМЕСЕЙ

23. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СОСТАВА ПЫЛИ ПО РАЗМЕРАМ И УДЕЛЬНОМУ ВЕСУ ЕЕ ЧАСТИЦ

Описанные свойства пыли определяются в основном размерами и удельным весом ее частиц, а свойства пылевоздушных смесей — их концентрацией; методы определения этих свойств кратко излагаются ниже.

Определение состава пыли по геометрическим размерам частиц (микроскопический и ситовой анализы). Наиболее, казалось бы, простым методом определения величины частиц пыли мог быть метод микроскопического анализа. Однако этот метод не дает сколько-нибудь точного представления о весовом количестве частиц того или иного размера, т. е. о весовом дисперсном составе пыли, вследствие относительно малого количества частиц, измеряемых под микроскопом.

Микроскопический метод в сочетании с фотографированием или зарисовкой практически применяют для изучения форм и строения частиц пыли, т. е. для морфологических исследований ее.

Ситовой анализ при помощи набора калиброванных сит (рис. 103), широко распространенный в мукомольно-крупяной промышленности [1], применим и для анализа дисперсного состава пыли.

Для ситового анализа пыли наиболее пригодны проволочные сита с квадратными отверстиями (ГОСТ 3584-47), применяемые для сортирования дробленых абразивных материалов по размеру зерен. Минимальный номинальный размер стороны отверстия наиболее густого сита № 0042 $b_н = 42\,\mu$, а размеры сторон отверстий последующих сит образуют геометрическую прогрессию, знаменатель которой M, именуемый модулем ситовой шкалы, равен около $\sqrt[4]{2}$.

Для многих видов тонкой промышленной пыли проход даже через сито № 0042 (нижнее в наборе сит) будет представлять собой значительную, иногда в пределах 25÷35%, фракцию, о размерах частиц которой нельзя сказать ничего определенного, кроме того, что размеры эти находятся в интервале между 0 и 42 μ. Следовательно, ситовой анализ приемлем для относительно грубой пыли, проход которой через нижнее в наборе сито не превышает нескольких единиц процентов. Для более тонкой пыли необходимы другие описанные ниже методы анализа дисперсного состава.

Результаты ситового анализа выражают в виде зависимости между средними размерами отдельных фракций ($\overline{a_1}$, $\overline{a_2}$,... $\overline{a}_{i-1}$) и относительным весовым количеством их (p_0, p_1,... p_{i-1}). Зависимость эта может быть представлена в виде таблицы либо графически в виде гистограммы или полигона статистических распределений (см. рис. 103), выражающих в том или ином виде зависимость между p и $\overline{a}$. Наиболее удобной и часто применяемой является суммарная кривая относительного веса полных остатков на сите; чем круче подъем этой кривой, тем более однородна пыль по своему составу.

Возможно построение и суммарной кривой среднего арифметического (взвешенного) размера частиц в полном остатке на сите. Основой для построения такой кривой служит показанное на рис. 103 графическое суммирование площадей, соответствующих микроно-процентам выхода частиц пыли каждого класса крупности.

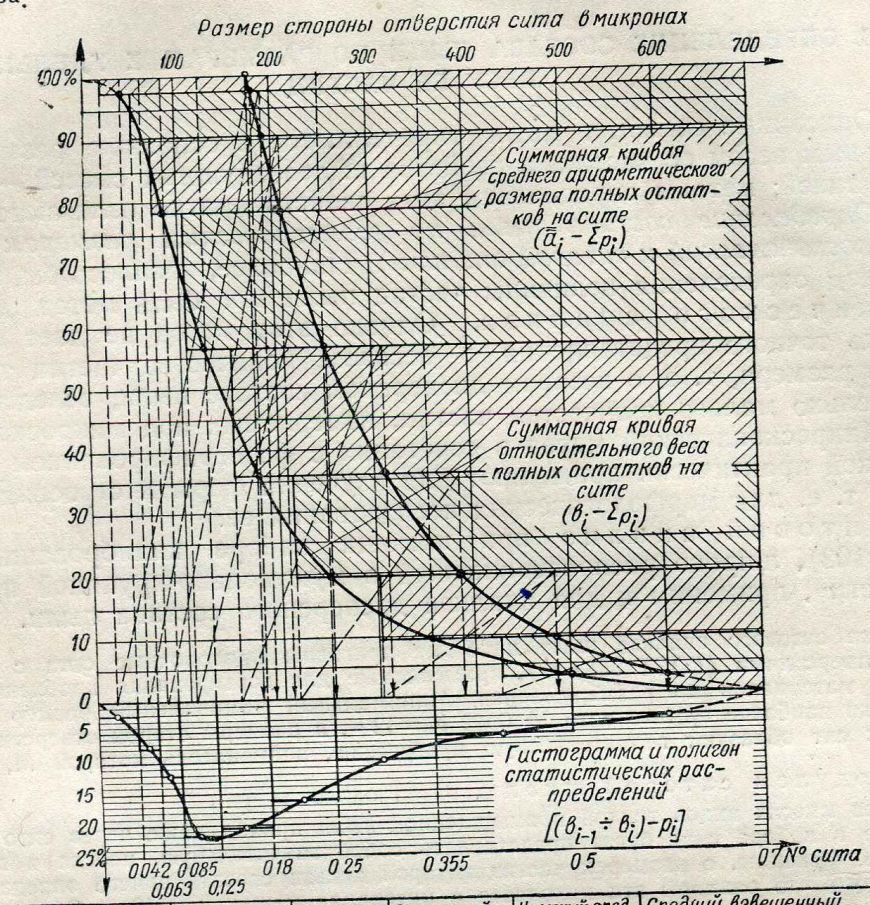
Определение удельного веса частиц пыли. Объемный вес пыли, т. е. вес единицы объема ее, может быть определен при помощи литровой пурки. Объемный вес тонкой пыли обычно невелик, несмотря на большой удельный вес вещества частиц пыли.

Удельный вес частиц пыли можно определить, пользуясь известным из курса физики пикнометром, одна из лучших конструкций которого представлена пикнометром Менделеева с внутренним термометром.

---

[1] В мукомольной промышленности ситовой анализ и графическое изображение его результатов в виде кривых распределения были впервые (в 1913 г.) применены проф. К. А. Богомазом.

Определение удельного веса частиц пыли возможно и без погружения пыли в жидкость, при помощи волюминометра. Он позволяет точно измерять на основе закона Бойля-Мариотта объемы сосуда, вначале пустого, а затем частично заполненного пылью. Одним из практически наиболее удобных является волюминометр Лермантова.



N° тканого проволочного сита с квадратными отверстиями по ГОСТ 3584-47	Размер стороны квадратного отверстия сита $b_i \approx M^{1-i} b_1$ (микронов-μ)	Относит. выход частиц пыли данного класса крупности p_i (%)	Суммарный относительный выход пыли $\Sigma p_{0 \div i}$ (%)	Частный средний арифметич. размер частиц в данном классе крупности $\bar{a}_i \approx \frac{M+1}{2M^{i-1}} b_1 (\mu)$	Средний взвешенный размер частиц пыли в сумме i классов крупности $\bar{\bar{a}}_i \approx \frac{M+1}{2} \frac{\Sigma \frac{p_i}{M^{i-1}}}{\Sigma p_{0 \div i}} b_1 (\mu)$
1	2	3	4	5	6
[illegible]	$b = 700$	$p_0 = 0$			
0 5	$b_1 = 500$	$p_1 = 3,2$	$\Sigma p_{0 \div 1} = 3,2$	$\bar{a}_1 = 600$	$\bar{\bar{a}}_1 = 600$
0 355	$b_2 = 355$	$p_2 = 6,2$	$\Sigma p_{0 \div 2} = 9,4$	$\bar{a}_2 = 428$	$\bar{\bar{a}}_2 = 490$
0 25	$b_3 = 250$	$p_3 = 10,3$	$\Sigma p_{0 \div 3} = 19,7$	$\bar{a}_3 = 303$	$\bar{\bar{a}}_3 = 390$
0 18	$b_4 = 180$	$p_4 = 16,2$	$\Sigma p_{0 \div 4} = 35,9$	$\bar{a}_4 = 215$	$\bar{\bar{a}}_4 = 310$
0 125	$b_5 = 125$	$p_5 = 20,6$	$\Sigma p_{0 \div 5} = 56,5$	$\bar{a}_5 = 153$	$\bar{\bar{a}}_5 = 250$
0 085	$b_6 = 85$	$p_6 = 21,9$	$\Sigma p_{0 \div 6} = 78,4$	$\bar{a}_6 = 105$	$\bar{\bar{a}}_6 = 210$
0 063	$b_7 = 63$	$p_7 = 12,0$	$\Sigma p_{0 \div 7} = 90,4$	$\bar{a}_7 = 74$	$\bar{\bar{a}}_7 = 195$
0 042	$b_8 = 42$	$p_8 = 7,5$	$\Sigma p_{0 \div 8} = 97,9$	$\bar{a}_8 = 53$	$\bar{\bar{a}}_8 = 185$
Дно	$b = 0$	$p_9 = 2,1$	$\Sigma p_{0 \div 9} = 100$	$\bar{a}_9 = 21$	$\bar{\bar{a}}_9 = 180$

Ситовой классификатор с модулем набора сит $M \approx 1,43$

$$\bar{a}_9 \approx \frac{b_1}{2M^7}; \quad \bar{\bar{a}}_9 \approx \frac{M+1}{200} b_1 \sum_1^8 \frac{p_i}{M^{i-1}} + \frac{p_9}{200M^7} b_1$$

Рис. 103. Набор калиброванных сит для анализа дисперсного состава пыли и графическое изображение результатов анализа

Аэродинамический метод анализа дисперсного состава пыли. Аэродинамический метод анализа дисперсного состава пыли заключается в продувании ее ламинарным воздушным потоком при нескольких различных скоростях его с целью разделения (отвеивания) частиц по взвеши-

вающей скорости движения воздуха. Он имеет ряд преимуществ перед ситовым анализом (разделение массы пыли на фракции по совокупности трех основных признаков — диаметра, удельного веса и формы частицы,— а также возможность более тонкого анализа пыли, начиная не с 42 μ, как при ситовом анализе, а с 4—5 μ).

Аэродинамический анализ дисперсного состава пыли проводят при помощи изображенного на рис. 104 воздушного анализатора. Он представляет собой вертикальную, открытую сверху цилиндрическую трубу *1* с прикрепленной внизу взвихривающей насадкой *2*, из которой равномерным током воздуха с той или иной точно известной скоростью выдувается вверх под стеклянный колпак *3* желательная фракция пыли.

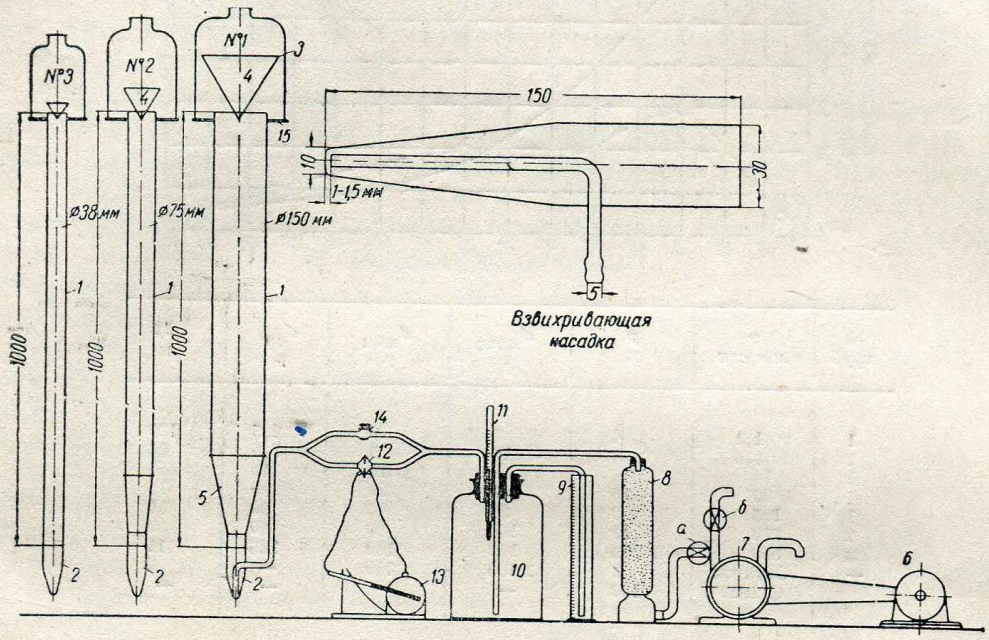


Рис. 104. Воздушный анализатор дисперсного состава пыли и взвихривающая насадка анализатора:

1—цилиндрическая труба; *2*—взвихривающая насадка; *3*—стеклянный колпак; *4*—рассеивающий конус; *5*—переходной конус; *6*—электродвигатель; *7*—воздуходувка (*а*—вентиль для регулирования скорости движения воздуха в трубе *1*; *б*—вентиль для вывода воздуха в атмосферу); *8*—хлоркальциевая колонка для сушки воздуха; *9*—гидравлический затвор; *10*—бутыль для выравнивания толчков давления; *11*—термометр; *12*—измерительная диафрагма; *13*—микроманометр; *14*—кран для сообщения пыли первого воздушного толчка; *15*—подставка

Вес этой фракции определяют по разности весов взвихривающей насадки с пылью до и после продувания.

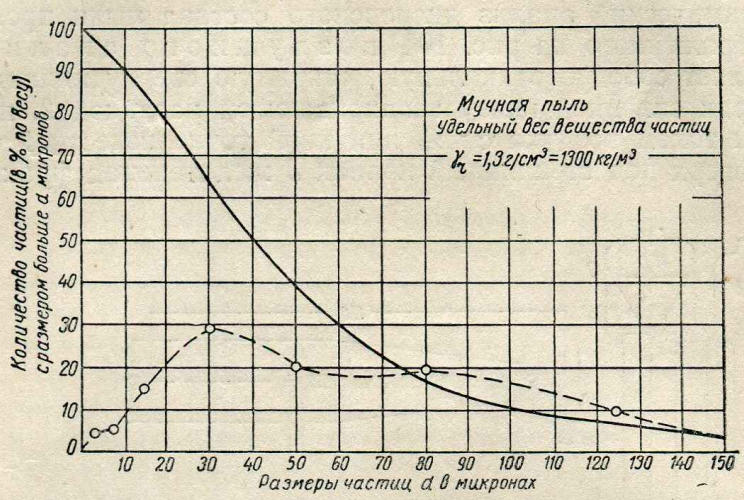
Для отвеивания частиц, взвешиваемых более высокими скоростями воздуха, необходимо с целью сохранения ламинарного режима применять трубы меньшего диаметра (см. рис. 104).

Продувание можно считать законченным лишь тогда, когда вынос частиц из насадки станет меньше 2% за 1 час, после чего следует перейти к продуванию на следующей, большей скорости движения воздуха. Детали методики аэродинамического анализа можно найти в работах Г. И. Ромашова (35).

Результаты аэродинамического анализа состава пыли могут быть представлены в виде таблицы или кривой, непосредственно связывающих среднюю скорость движения воздуха и относительное весовое количество частиц, отвеянных при этой скорости. Определив удельный вес частиц $\gamma_ч$ можно найти известными уже способами размер частиц d, соответствующих этой скорости v, и выразить результаты анализа в виде зависимости между размерами частиц и весовым содержанием их. На рис. 105 сплошная кривая ($\Sigma p - d_{мин}$) аналогична кривой распределения полных остатков, а пунктирная ($p - d_{ср}$) — кривой распределения средних размеров частиц.

Следует помнить, что указанные размеры частиц имеют лишь условное значение и относятся к строго сферической форме; фактические размеры частиц могут существенно отличаться от исчисленных по v и $\gamma_ч$.

Несмотря на условности аэродинамического метода анализа дисперсного состава пыли, не будучи абсолютным, он — все же наилучший для сравнения различных видов пыли, перемещаемой воздушными потоками или отделяемой от воздуха.



№ труб	v мм/сек	p %	$d_{макс}$ μ	$d_{мин}$ μ	$d_{ср}$ μ	Σp %
1	1,1	4	5	0	2,5	100
1	3,8	5	10	5	7,5	96
1	14	13	20	10	15	91
1	50	28	40	20	30	78
1	105	20	60	40	50	50
2	270	19	100	60	80	30
3	550	9	150	100	125	11
—	Остаток	2	>150	150	—	2
	Сумма	100	—	—	—	—

№ труб в соответствии с рис. 104;
v мм/сек — скорость воздуха при продувке;
p% — весовое количество частиц, отвеянных при данной скорости;
$d_{макс}$ — наибольший диаметр частиц, уносимых воздухом при данной скорости (по рис. 98);
$d_{мин}$ — наименьший — в той же фракции;
$d_{ср}$ — условный средний — той же фракции;
Σp% — суммарное весовое количество частиц с диаметром более $d_{мин}$.

Рис. 105. Пример графического и табличного изображения состава мучной пыли, определенного при помощи воздушного анализатора

24. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОНЦЕНТРАЦИИ ПЫЛЕВОЗДУШНЫХ СМЕСЕЙ

Общий обзор методов определения степени запыленности воздуха. Одним из важнейших методов контроля эффективности работы обеспыливающих вентиляционных установок является определение запыленности воздуха в производственных помещениях предприятий и запыленности воздуха, выводимого из пылеотделителей.

Для оценки степени запыленности воздуха служат методы:

— весовые, пользуясь которыми определяют весовую концентрацию пыли в воздухе, т. е. весовое количество ее, приходящееся на единицу объема (в $г/м^3$ или $мг/м^3$);

— счетные, при которых определяют количество пылинок, приходящихся на единицу объема (обычно на 1 $см^3$), что называется объемной, или частичной, концентрацией.

Все методы весового определения содержания пыли в воздухе можно разделить на прямые (т. е. с отделением пыли от измеренного объема

воздуха) и косвенные (определение содержания пыли в воздухе без взвешивания ее, например по уменьшению прозрачности воздуха, измеряемому при помощи фотоэлемента).

Прямые весовые методы определения запыленности воздуха, несмотря на то, что они трудоемки, являются пока основными в вентиляционной технике.

Счетные методы, применяемые преимущественно при гигиенических исследованиях, служат лишь дополнением к весовой оценке степени запыленности воздуха.

Прямые методы определения весовой концентрации пылевоздушных смесей. Сущность прямых методов весового определения запыленности воздуха заключается в протягивании точно определяемого объема воздуха через какой-либо пылеуловитель и последующем взвешивании количества задержанной пыли.

Для отделения пыли от воздуха можно пользоваться самыми различными пылеотделителями: миниатюрными сухими и покрытыми внутри маслом трубками (циклонами), лабораторными электрофильтрами и разнообразными пористыми фильтрами, например, хлопчатобумажной и стеклянной ватой, стеклянными, сахарными и бумажными фильтрами, иногда жидкими, с последующим испарением жидкости перед взвешиванием пыли.

Ватные фильтры длиной около 30—40 *мм* монтируют в стеклянных трубках (аллонжах), различные формы которых изображены на рис. 106. Очень хорошей задерживающей способностью обладают показанные там же бумажные гильзы прибора Сокслета для определения количества жиров (смонтированы по Пигулевскому).

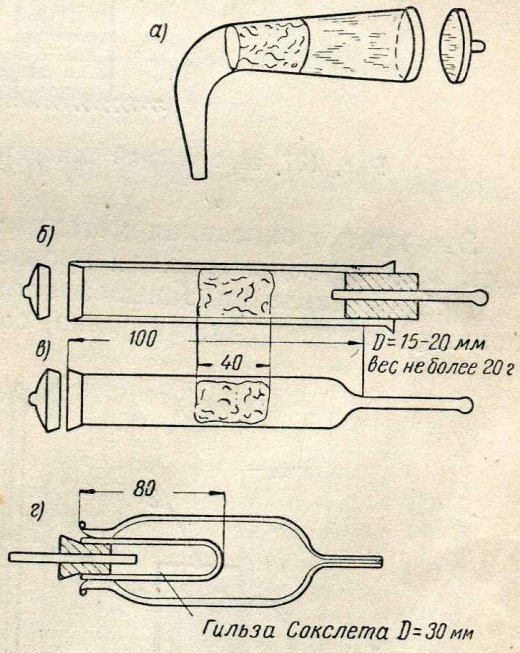


Рис. 106. Фильтрующие трубки (аллонжи) для весового определения запыленности воздуха

Воздух просасывается вакуум-насосом той или иной конструкции, а в некоторых случаях, при определении запыленности воздуха в помещениях, — простейшим аспиратором, схема которого изображена на рис. 107.

Объем аспирируемого воздуха измеряют в этих случаях газовыми часами или реометром. Простейший реометр (рис. 108) представляет собой U-образную трубку, верхние концы которой соединены горизонтальной трубкой; в ее середине имеется сужение *A* (диафрагма), через которое проходит воздух. Окрашенная жидкость из резервуара *a* поднимается в правом колене тем выше, чем больше количество аспирируемого в единицу времени воздуха. Шкалу реометра калибруют при изготовлении в расчете на жидкость определенного, указываемого на шкале, удельного веса (обычно керосин).

Схема сборки аппаратуры для определения запыленности воздуха показана на рис. 109. Сопротивление ватного фильтра (не менее 45 *кГ/м²* при 5 *л/мин.*) предварительно проверяют микроманометром, присоединенным непосредственно за трубкой фильтра. Применяя стеклянную вату, следует, во избежание потери обломков, обернуть нижнюю часть ее густым шелковым ситом.

Количество отсасываемого воздуха должно быть таким, чтобы вес пыли, удержанной фильтром, составлял не менее 0,5% от веса тары, т. е. не менее 0,1 *г* (учитывая большой вес трубки, доходящий до 20 *г*). Трубки до отсасывания запыленного воздуха и после этого высушивают в термостате до постоянного веса. Весовую концентрацию пыли в воздухе рассчитывают по привесу трубки, выраженному в миллиграммах на 1 м³ аспирируемого воздуха.

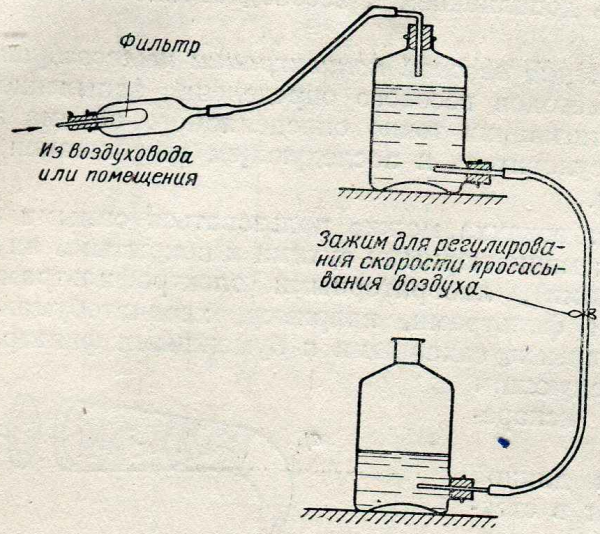


Рис. 107. Простейший аспиратор

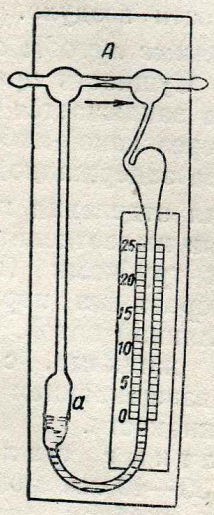


Рис. 108. Простейший реометр

Эта кратко описанная методика относится к определению запыленности воздуха в помещениях производственных цехов или в атмосфере.

При определении запыленности воздуха, движущегося в вентиляционных воздуховодах, методика, сохраняясь в основных чертах, осложняется рядом существенных деталей, вызываемых движением запыленного воздуха.

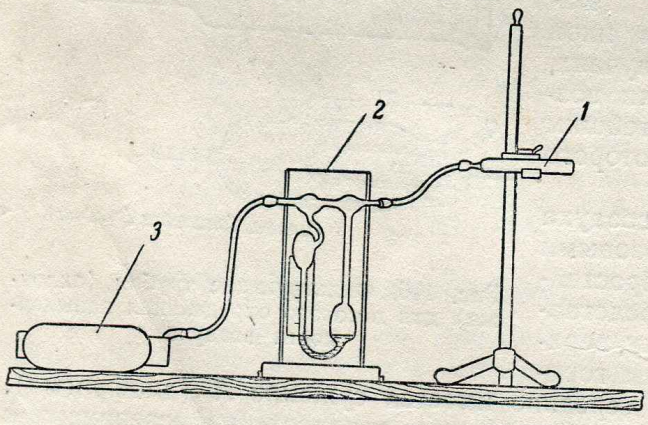


Рис. 109. Схема сборки аппаратуры для весового определения запыленности воздуха в помещении:
1—фильтрующая трубка; *2*—реометр; *3*—вакуум-насос

Пылевоздушную смесь отсасывают из воздуховода пылезаборной трубкой (рис. 110) диаметром 4 *мм*, имеющей несколько сменных головок с сужающимся входным отверстием и диаметром входа от 4,5 до 8,0 *мм*. Для предупреждения конденсации влаги трубку можно снабдить электроподогревом. Запыленный воздух следует отсасывать во многих точках поперечного сечения воздуховода. Экспериментальные исследования М. П. Калинушкина показали, что при горизонтальных воздуховодах концентрация пыли в нижней части сечения может в десятки раз превышать концентрацию, наблюдающуюся в его верхних частях (рис. 111). Даже в вертикальных воздуховодах распределение пыли может быть также очень неравномерным при закручивании потока.

Необходимо предварительно тщательно промерить поле скоростей в избранном сечении воздуховода для того, чтобы отсасывать воздух с той же скоростью, какая наблюдается в данной точке воздуховода. Уменьшение скорости в сечении пылезаборной трубки увеличивает измеряемую запыленность воздуха, а увеличение скорости отсасывания

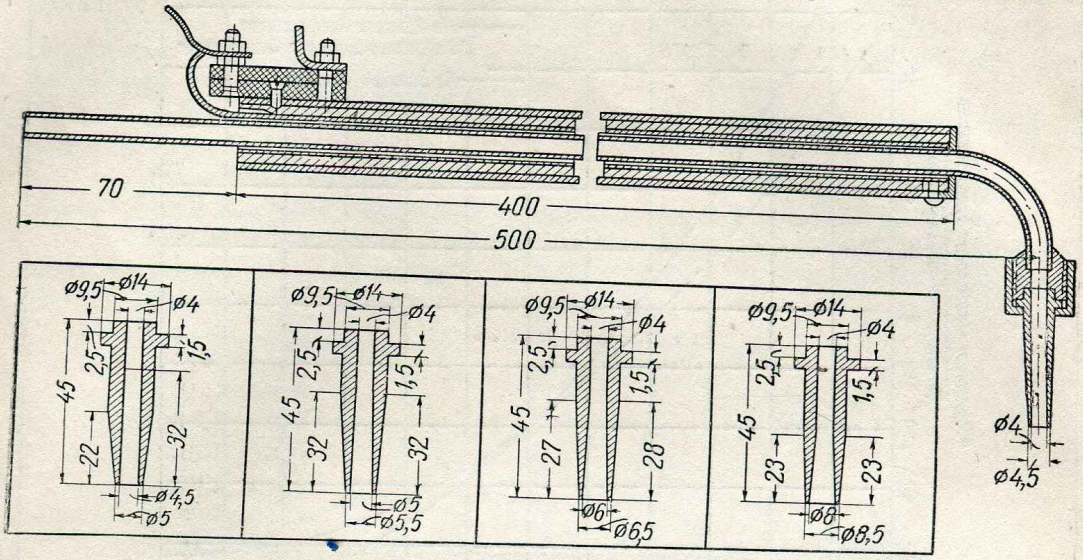


Рис. 110. Простая пылезаборная трубка.

уменьшает определяемую запыленность по сравнению с действительно имеющей место, как это показано на рис. 112.

При определении запыленности воздуха определяют и подачу запыленного воздуха. Перемещая пылезаборную трубку вдоль диаметра, в каждой точке отсоса необходимо установить такой объем отсасывае-

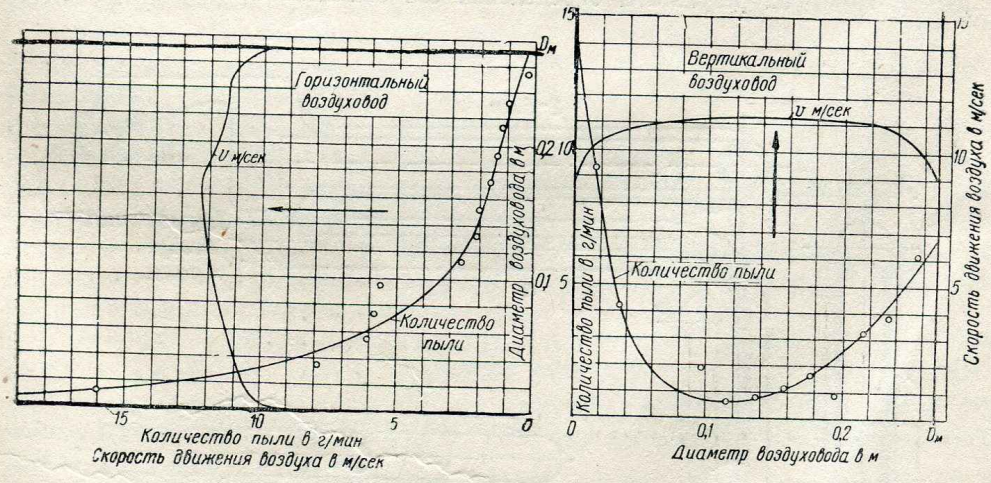


Рис. 111. Распределение по сечению воздуховода перемещаемых воздухом частиц пыли (в горизонтальном воздуховоде поток, выпрямленный специальной решеткой, а в вертикальном — закрученный поток)

мого в единицу времени запыленного воздуха, который равен произведению площади входа в пылезаборную трубку на скорость воздуха в данной точке воздуховода.

Применяют и другой способ обеспечения равенства скоростей во входном сечении пылезаборной трубки и в данной точке воздуховода. К боковым сторонам пылезаборной трубки (рис. 113) припаивают две

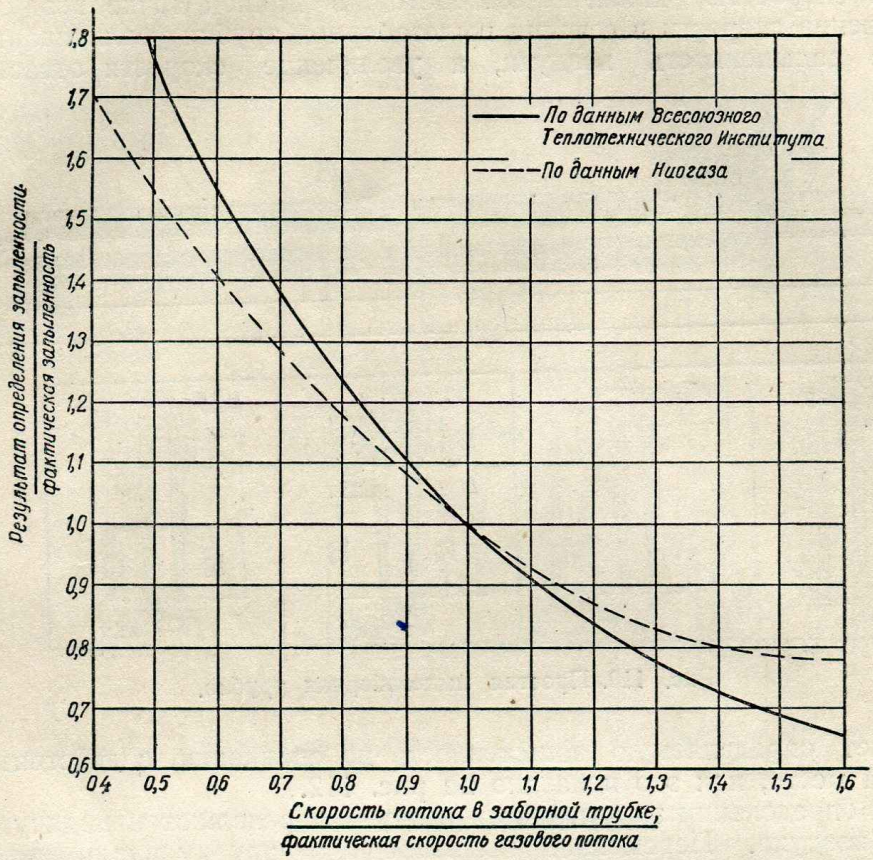


Рис. 112. Влияние скорости отсасывания воздуха пылезаборной трубкой на результаты определения его запыленности

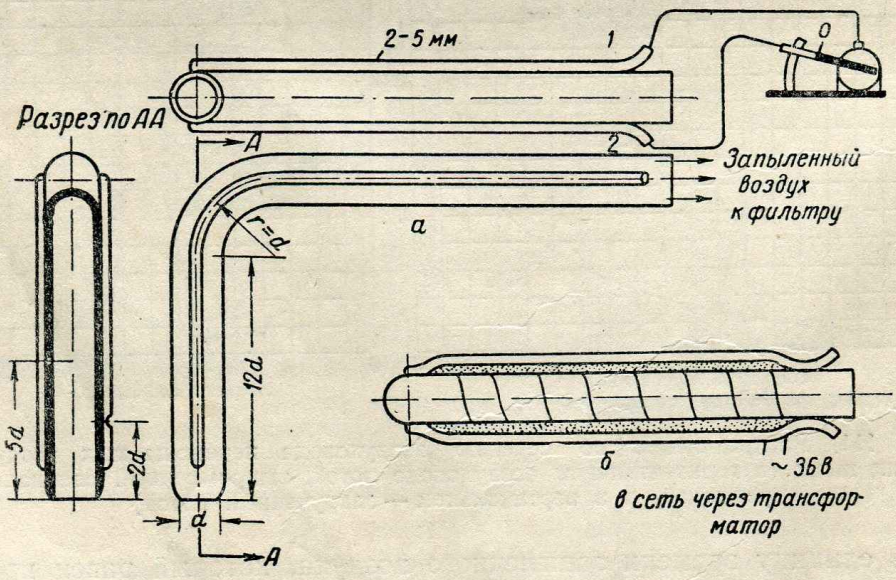


Рис. 113. Пылезаборная трубка ОТИС

тонкие трубки с отверстиями для восприятия статического давления: одни снаружи, а другие внутри пылезаборной трубки. Если эти давления одинаковы, то равны и скорости движения воздуха в сечении трубки и в той точке воздуховода, в которой установлена трубка. Объем воздуха, отсасываемого через такую пылезаборную трубку, регулируют так, чтобы микроманометр, присоединенный к концам *1* и *2* пневмометрических трубок, установился на нуле ($H_{ст_1} = H_{ст_2}$).

Весовое определение запыленности воздуха при помощи ватных фильтров в стеклянных трубках диаметром около 20 *мм* отличается следующими основными недостатками:

— длительностью отсасывания запыленного воздуха, измеряемой во многих случаях часами;

— большим перепадом давлений до и после прохождения через фильтр при высоких скоростях просасывания воздуха через него;

— большой затратой времени на высушивание фильтров в стеклянных трубках, доходящее при использовании хлопчатобумажной ваты до 8—12 часов.

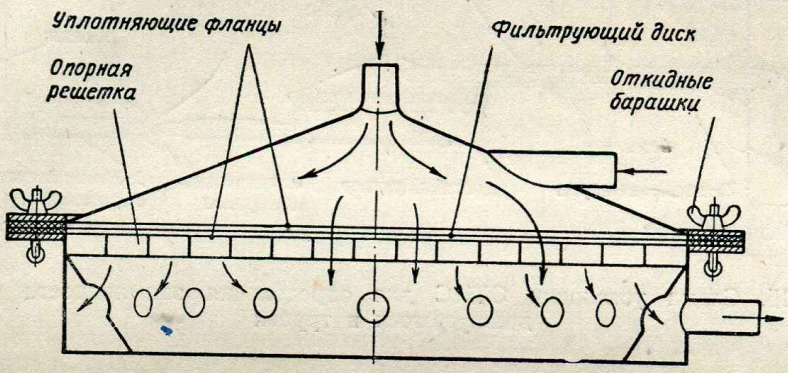


Рис. 114. Дисковый фильтр для весового определения запыленности воздуха методом ОТИС

Перечисленные недостатки мешают распространению весового определения запыленности воздуха на рассматриваемых предприятиях.

Весовое определение запыленности воздуха методом ОТИС (Одесского технологического института имени И. В. Сталина). Первой особенностью предложенного нами в 1939 г. метода, названного м е т о д о м ОТИС, является применение дискового бумажного фильтра (рис. 114). Он обладает большой пропускной способностью, имея поверхность около 500 *см*², т. е. в 150÷200 раз бóльшую, чем фильтрующая поверхность обычной фильтрационной трубки (2÷3 *см*²). Благодаря этому резко сокращается продолжительность отсасывания запыленного воздуха и существенно снижается сопротивление фильтра, заряжаемого фильтровальной бумагой плотностью 120÷180 *г/см*².

Вторая важная особенность дискового фильтра — взвешивание только бумажного диска, весящего около 6—7 *г*, т. е. втрое более легкого, чем обычная фильтрующая трубка; увеличение отношения между весом пыли и фильтра повышает степень точности определения запыленности воздуха.

Существо метода состоит в применении дискового бумажного фильтра с очень большой поверхностью и малым весом. Это позволяет не только значительно сократить продолжительность анализа (отсасывание воздуха и высушивание фильтров), но и увеличить в несколько раз количество пыли, накапливаемой на фильтре. Следовательно, можно увеличить точность определения не только в результате уточнения разности при взвешивании фильтра до и после определения, но и в связи с открывающейся возможностью просасывания больших объемов воздуха.

Одним из преимуществ метода ОТИС является также применение легкого комнатного пылесоса вместо вакуум-насоса.

Общая схема установки для весового определения запыленности методом ОТИС показана на рис. 115. Контролируемый запыленный воздух отсасывается из воздуховода или из помещения пылесосом, проходя через дисковый фильтр и далее после очистки через измерительную диафрагму для определения объема отсасываемого воздуха по показаниям микроманометра и секундомера.

По разности веса бумажного диска до и после просасывания через него запыленного воздуха определяют количество задержанной пыли. Зная наряду с этим объем пропущенного через фильтр воздуха, можно судить о степени запыленности последнего.

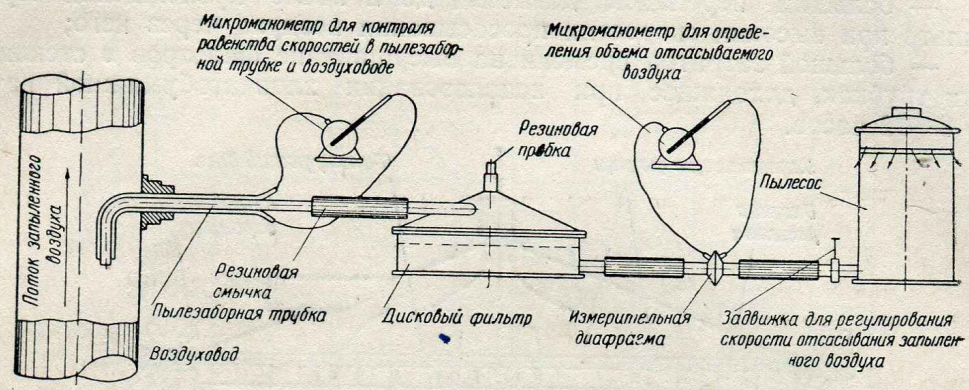


Рис. 115. Схема установки ОТИС для определения запыленности воздуха, движущегося в трубах

Фильтр взвешивают на аналитических весах, как правило, в абсолютно сухом состоянии. Предварительно фильтры высушивают до постоянного веса за любое время до определения запыленности воздуха (даже за несколько дней). Бумажные диски, свернутые несколькими перегибами по диаметру, хранят и транспортируют к месту определения запыленности воздуха отдельно от корпуса фильтра в алюминиевых гильзах. Бумажные фильтрующие диски можно применять по нескольку раз.

Два патрубка в верхней конической части кожуха фильтра допускают его горизонтальное положение при исследованиях воздуховода и по горизонтальному, и по вертикальному диаметрам его, а также при горизонтальном и вертикальном расположениях воздуховодов. Для смены фильтрующих дисков требуется не более 1—1,5 мин.[1].

Набор измерительных диафрагм, изготовляемых из металла, не подвергающегося коррозии, или из стекла, состоит из 4 шт., подвергаемых предварительной калибровке: диаметр 5,5 *мм* для подачи до 4 *м*³/*час*, 10 *мм* — 10 *м*³/*час*, 15 *мм* — 20 *м*³/*час* и 22,5 *мм* — 40 *м*³/*час* при диаметре соединительных металлических трубок и резиновых смычек, равном 25 *мм*. Вместо диафрагм с микроманометром можно применять реометр с большой пропускной способностью.

Благодаря большой поверхности фильтрующего диска высушивание до абсолютно сухого состояния в шкафу при температуре 105—110° занимает всего лишь 20—25 мин. Как показали исследования процесса высушивания фильтрующих дисков, основная масса влаги, содержащаяся в диске, теряется в течение первых 5 мин.

---

[1] Описанная модель дискового фильтра применяется нами в производственных и лабораторных испытаниях с 1940 г.

Учитывая это обстоятельство, фильтрующий диск в первый раз взвешивают после 5—10-минутной сушки, даже не остуживая диск в эксикаторе. После предварительного взвешивания диск вновь подсушивают 10—15 мин. и взвешивают вторично, остудив в эксикаторе для точного определения его веса в абсолютно сухом состоянии. Зная ориентировочный вес, повторное взвешивание можно проделать очень быстро, пользуясь только рейтером. При некотором навыке в работе с аналитическими весами оно занимает всего лишь 30 сек. При данном способе поглощение влаги фильтрующим диском из атмосферного воздуха не влияет на точность взвешивания. Таким образом, высушивание и взвешивание фильтров для определения запыленности описанным методом требуют 25—30 мин. вместо 8—12 час. при пользовании трубками, заряженными хлопчатобумажной ватой.

Заслуживает внимания второй вариант предложенного метода, не требующий применения сушильного шкафа, ускоряющий контрольное определение и позволяющий получать ответ на вопрос о величине весовой концентрации пылевоздушных смесей в течение 15—20 мин.

Существо этого варианта состоит в применении указателя влажности дискового фильтра, представляющего собой малый диск диаметром 50—70 *мм* из той же по качеству фильтровальной бумаги и подкладываемого под основной диск. Указатель, будучи отдельно взвешиваемым в то же время, что и основной диск, дает достаточно точное представление об изменении влажности дискового фильтра, происшедшем за время между взвешиваниями чистого и запыленного фильтров.

Для того чтобы средняя запыленность отсасываемого воздуха была равна фактической средней запыленности воздуха, протекающего по воздуховоду, сечение его надо разделить на равновеликие по площади кольца и отсасывать воздух от каждого кольца равное время, которое определяют, исходя из возможности накопления на фильтре в сумме не менее 0,2 *г* пыли.

Тонкостенная пылезаборная трубка, чтобы заметным образом не искажать потока, должна, как правило, иметь внутренний диаметр $d \leqslant 0{,}05\ D$; для воздуховодов малого диаметра ($D = 100 \div 150$ *мм*) приходится делать исключения, увеличивая внутренний диаметр до $d \leqslant 0{,}08\ D$.

При определениях в условиях холодного помещения запыленности весьма влажного и теплого воздуха, например аспирируемого от вальцевых станков, верхний конус фильтра и пылезаборную трубку снабжают электроподогревом для предотвращения возможности конденсации влаги в них. Пользуясь специально изготовляемыми зажимами, можно быстро и надежно прикреплять фильтр к воздуховоду, чтобы освободить руки работника, ведущего определение запыленности воздуха [1].

---

[1] Дальнейшее совершенствование метода ОТИС должно итти в частности в направлении разработки типовой аппаратуры для определения весовой запыленности воздуха этим методом

РАЗДЕЛ ЧЕТВЕРТЫЙ

ПЫЛЕОТДЕЛИТЕЛИ

ГЛАВА VIII

ОБЗОР СПОСОБОВ ПЫЛЕОТДЕЛЕНИЯ И ТИПОВ ПЫЛЕОТДЕЛИТЕЛЕЙ

25. ЗНАЧЕНИЕ ВОПРОСОВ ОЧИСТКИ ГАЗОВ В ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Очистка промышленных газов является важной социальной проблемой; она тесно связана с интересами всего советского общества — с охраной труда и здоровья населения городов и рабочих поселков, с их благоустройством.

В целях борьбы с загрязнением атмосферного воздуха работники промышленных предприятий должны уделять самое серьезное внимание чистоте воздуха не только внутри цехов, но и на территории заводов, и в окрестностях их, обязательно применяя все современные способы очистки выводимых в атмосферу газов.

Выполнение этих требований обусловливает наряду с улучшением гигиенических условий уменьшение потерь сырья и продукции, которые в условиях плохой очистки газов могут достигать весьма больших величин. Так, на мельнице производительностью 200 *т/сутки* с выводимым наружу воздухом теряется в виде пыли около 200 *кг/сутки* ценных пищевых и кормовых продуктов, а при плохой работе пылеотделителей — до 500 *кг/сутки,* что совершенно недопустимо. Таким образом, очистка воздуха и других газов наряду с социально-гигиеническим имеет и народнохозяйственное значение.

26. МЕТОДЫ ОЧИСТКИ ПРОМЫШЛЕННЫХ ГАЗОВ

Применяемые методы очистки воздуха (и других газов) от пыли можно классифицировать следующим образом:

1. Отделение пыли под влиянием сил, связанных с массой частиц, т. е.

— осаждение пыли под воздействием сил тяжести в различного рода пылеосадочных камерах [1];

— отделение пылинок под воздействием сил инерции в центробежных пылеотделителях, например в циклонах (см. рис. 11), или жалюзийно-инерционных [2].

2. Отделение пыли под влиянием сил сцепления и прилипания, действующих, с одной стороны, между частицами пыли и поверхностями пылеотделителя, а с другой стороны,— между самими частицами, что ведет к укрупнению их и облегчению отделения крупных частиц тем или иным способом.

[1] Описание см. в настоящей главе, рис. 117.
[2] Показаны на рис. 118.

К пылеотделителям, работа которых основана на использовании этого метода, относятся:

— сухие контактно-поверхностные, в которых пыль задерживается в результате сцепления ее частиц с шероховатыми или ворсистыми поверхностями;

— жидкостные контактно-поверхностные пылеотделители, задерживающие пыль в результате прилипания ее к поверхности, смачиваемой водой или липким маслом[1], либо в результате сцепления ее с капельками разбрызгиваемой воды (см. рис. 14), чему способствует конденсация влаги на пылинках.

3. Отделение пыли в результате задержки частиц ее плоской или пространственной решеткой, т. е. применения сухих пористых фильтров:

— матерчатых или тканевых (см. рис. 12, 13);

— бумажных, применяемых для предварительной очистки забираемого извне приточного воздуха;

— фильтров из сыпучих (например гравия, песка) или волокнистых (стеклянной ваты) тел.

Фильтры эти, задерживающие крупные частицы по геометрическим признакам, можно назвать пористыми, или проходными; однако они могут отделять также и частицы, по размерам меньше пор фильтра, используя силы инерции и прилипания.

4. Отделение пыли в электрическом поле постоянного тока в результате ионизации воздуха (газа), ионной зарядки частиц пыли и перемещения их в электрическом поле высокой напряженности (в среднем до 8000 *в/см*) к противоположно заряженному электроду, называемому осаждающим.

Следует подчеркнуть, что в применяемых конструкциях пылеотделителей ни один из первых трех перечисленных методов пылеотделения обычно не действует изолированно один от другого. Так, в циклонах, кроме центробежных сил инерции, действуют и силы сцепления между частицами пыли, а матерчатые фильтры отделяют частицы пыли не только в результате задержания пыли решетчатым переплетением нитей ткани, но и сцеплением частиц пыли с ворсинками и нитями ткани. Таким образом, в большинстве существующих конструкций пылеотделителей одновременно протекает несколько явлений, ведущих к отделению пыли от воздуха. Название пылеотделителя чаще всего указывает только на один из важнейших методов, положенных в основу его работы.

Методы отделения пыли от воздуха можно для большей наглядности представить в следующем виде:



Возможно сочетание, например, следующих методов отделения пыли: 1—2; 2—3; 2—4; 2—5; 2—4—7 и др.

[1] Описание см. в настоящей главе, рис. 121.

27. МЕТОДЫ ОЦЕНКИ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПЫЛЕОТДЕЛИТЕЛЕЙ

Эффективность работы пылеотделителей определяется:

— величиной общего коэффициента очистки воздуха:

$$\eta_{\text{п}} = \frac{a_{\text{п}} - a_{\text{у}}}{a_{\text{п}}}, \qquad \text{(I-5)}$$

где $a_{\text{п}}$ и $a_{\text{у}}$ — весовая запыленность воздуха, поступающего в пылеотделитель и уходящего из него;

— пропускной способностью $Q_{\text{с}}$ *м³/сек*, отнесенной к какой-либо величине, характеризующей размеры пылеотделителя;

— величиной сопротивления пылеотделителя $H_{\text{п}}$ *кГ/м²*;

— величиной пылеемкости, характеризующей способность фильтрующего пылеотделителя удерживать в себе то или иное количество пыли без повышения сопротивления его до величины, вызывающей необходимость замены или очистки фильтрующих элементов; пылеемкость обычно выражают в *г/м²* фильтрующей поверхности.

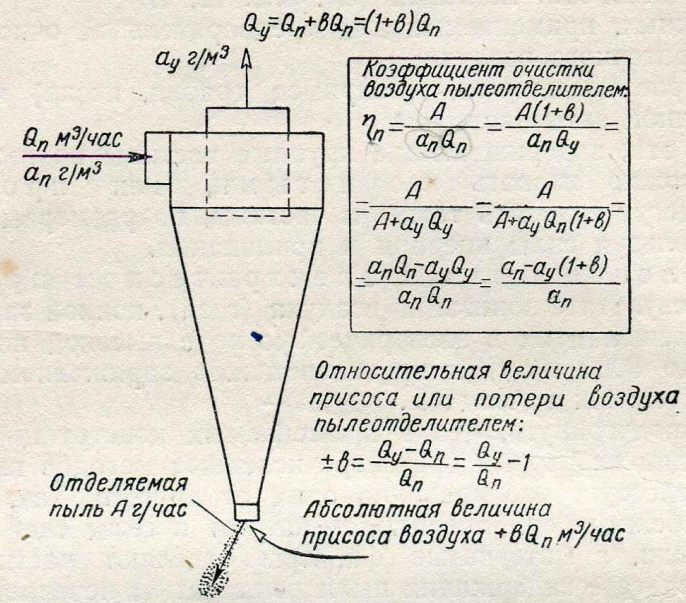


Рис. 116. Различные способы экспериментального определения коэффициента очистки воздуха $\eta_{\text{п}}$ пылеотделителями

Чем больше $\eta_{\text{п}}$ и меньше $H_{\text{п}}$ при данной величине $Q_{\text{с}}$, тем более эффективной считают работу пылеотделителя.

Выражение (I-5) коэффициента очистки написано для случая полного отсутствия присоса или потерь воздуха в пылеотделителе ($\pm$ *в* $Q_{\text{п}}$ на рис. 116), что в действительности наблюдается относительно редко.

Если обозначить через $Q_{\text{п}}$ и $Q_{\text{у}}$ объемы воздуха, поступающего в пылеотделитель и уходящего из него (*м³/час*), а через $\pm$ *b* — объем присасываемого в пылеотделитель или теряемого в нем воздуха, выраженный в долях $Q_{\text{п}}$, и через A — вес пыли, отделяемой пылеотделителем (*г/час*), то коэффициент очистки воздуха в реальных условиях испытания пылеотделителя можно определить по одному из шести выражений, приведенных на рис. 116.

Наименьшую погрешность дают способы экспериментального измерения величины $\eta_{\text{п}}$, определяемые пятым и шестым выражениями. Они требуют измерения запыленности и объема газов до и после пропуска через пылеотделитель ($a_{\text{п}}$, $a_{\text{у}}$ и $Q_{\text{п}}$, $Q_{\text{у}}$), что при одинаковой, обусловленной методом, относительной погрешности измерения может дать минимальную ошибку в результате.

Наиболее простыми способами, требующими только двух измерений в воздушном потоке ($a_п$ и $Q_п$ или $a_у$ и $Q_у$), являются способы, определяемые первым и третьим выражениями, причем для нагнетательных фильтров более удобно первое выражение. Разумеется, сравнивать величины $\eta_п$ можно только при постоянном составе пыли, поступающей в пылеотделитель, определенном, например, при помощи воздушного анализатора.

Для того чтобы сделать оценку качества процесса отделения пыли менее зависимой от ее исходного состава, определяют, кроме этого, состав отделяемой пыли и по выражению, аналогичному (I-5), вычисляют величины фракционного коэффициента очистки воздуха, т. е. относительное, удаляемое данным пылеотделителем, весовое количество пыли данной фракции. Для наиболее крупных фракций этот коэффициент обычно равен единице (или 100%), для мелких фракций — менее единицы. Эффект очистки воздуха может быть выражен кривой фракционных коэффициентов очистки воздуха.

Кривая фракционных коэффициентов очистки воздуха рассматриваемым пылеотделителем дает возможность определять величину общего коэффициента очистки любой пыли, состав которой задан результатами ее анализа аэродинамическим методом.

Поэтому кривую фракционных коэффициентов очистки воздуха следует считать наилучшим из известных в настоящее время способов характеристики качественной стороны процесса отделения пыли рассматриваемым пылеотделителем. Этот способ позволяет хотя бы приближенно определять величину общего коэффициента очистки при изменении состава пыли по сравнению с тем, при котором был исследован данный пылеотделитель.

Следует отметить, однако, малую выразительность величины коэфициента очистки воздуха, часто маскирующего огромные потери ценных продуктов; действительно, снижение $\eta_п$ с 0,98 до 0,96 относительно невелико, но оно соответствует двойному увеличению количества продуктов, теряемых в виде пыли ($A_{пот}=1-\eta_п$).

Таким образом, эффект работы пылеотделителя гораздо более выразительно характеризуется не величиной $\eta_п$, а величиной относительных потерь

$$A_{пот}=1-\eta_п, \tag{VIII-1}$$

или абсолютных потерь пыли

$$a_у=(1-\eta_п)\,a_п\ г/м^3. \tag{VIII-2}$$

Однако и эта величина характеризует работу пылеотделителя только с технологической точки зрения, что является односторонним и недостаточным; в действительности можно добиться резкого снижения потерь пыли, если затратить при этом большое количество энергии на преодоление дополнительных сопротивлений. Из этого следует, что необходимо оценивать работу пылеотделителей еще и с энергетической точки зрения, например величиной расхода энергии на единицу веса отделяемой пыли

$$N_{уд}=\frac{Q_п H_п}{a_п Q_п \eta_п}=\frac{H_п}{a_п \eta_п}. \tag{VIII-3}$$

Общий технико-экономический эффект работы пылеотделителя тем выше, чем меньше величина потерь пыли с каждым кубическим метром воздуха ($a_у$) и чем меньше затрата энергии на отделение единицы веса пыли ($N_{уд}$). Следовательно, показателем общего технико-экономического эффекта работы пылеотделителя может быть величина

$$E=\frac{1}{a_у N_{уд}}=\frac{a_п \eta_п}{(1-\eta_п)\,a_п H_п}=\frac{\eta_п}{H_п\,(1-\eta_п)}\ м^2/кГ. \tag{VIII-4}$$

Предложенная нами величина E представляет собой объем воздуха, приходящийся на 1 $кГ$ потерь пыли и на единицу работы, затрачиваемой на отделение 1 $кГ$ пыли; чем больше эта величина, тем выше технико-экономический эффект работы пылеотделителя (40).

Подставляя в выражение (VIII-4) значения $\eta_п$ и $H_п$, выраженные в зависимости от объема подачи ($Q_п\ м^3/час$) очищаемого воздуха в пылеотделитель, можно получить более общее выражение E для данного пылеотделителя.

Общему показателю эффекта работы пылеотделителя можно придать и более конкретное значение, если учесть в нем ценность пыли и стоимость энергии для заданных частных условий.

28. СОПРОТИВЛЕНИЕ ПЫЛЕОТДЕЛИТЕЛЕЙ

Хотя сопротивление, оказываемое пылеотделителями протеканию через них очищаемого воздуха, зависит от особенностей конструкции данного пылеотделителя и некоторых других условий, можно все же дать выражение этого сопротивления, являющееся в достаточной степени общим для основных видов пылеотделителей.

Величина сопротивления каждого пылеотделителя определяется главным образом величиной скорости движения воздуха в нем. Условно назовем ее рабочей скоростью $v_р$, подразумевая под ней некоторую скорость, характеризующую напряженность рабочего процесса в пылеотделителе, прямо пропорциональную объему воздуха, подаваемого в пылеотделитель, $Q_с$ *м³/сек*. Так, рабочей скоростью движения воздуха в циклонах можно считать скорость поступления его в циклон ($v_р = v_{вх}$), а в матерчатых фильтрах — условную скорость прохождения воздуха через фильтрующую ткань ($v_р = v_ф$), отнесенную ко всей ее поверхности $F_ф$ $\left(\text{т. е. } v_ф = \frac{Q_с}{F_ф}\right)$.

В зависимости от величины рабочей скорости движения воздуха сопротивление пылеотделителя можно выразить в самом общем виде как

$$H_п = B v_р^n \ кГ/м^2, \qquad \text{(VIII-5)}$$

где коэффициент B и показатель n зависят от конструкции пылеотделителя и особенностей его рабочих органов.

Величина показателя степени n колеблется между 1 и 2, причем она тем ближе к 2, чем более турбулентен поток. Например, при таких высоко турбулентных потоках, какие имеют место в циклонах, n можно считать равным 2, т. е. в соответствии с общим выражением (VIII-5) сопротивление циклона

$$H_ц = H_п = B v_{вх}^2 \ кГ/м^2. \qquad \text{(VIII-6)}$$

Потери давления (сопротивление) в циклоне относят обычно к скоростному давлению, соответствующему скорости входа, т. е.

$$H_ц = \zeta_ц \frac{\rho v_{вх}^2}{2} \ кГ/м^2, \qquad \text{(VIII-7)}$$

где $\zeta_ц = 2\frac{B}{\rho}$ — коэффициент сопротивления циклона, отнесенный к скоростному давлению, а не к квадрату скорости входа.

Сопротивление циклона можно, конечно, выразить и в том виде, какой известен для выражения сопротивления аспирируемого оборудования (V-65), т. е.

$$H_ц = \varepsilon_ц Q_с^2; \qquad \text{(VIII-8)}$$

тогда величину $\varepsilon_ц$ следует относить не ко всей серии геометрически подобных циклонов, а к циклону только одного размера (см. главу V, 18).

С уменьшением степени турбулентности потока, т. е. с уменьшением скорости его движения и величины сечения, как это наблюдается при прохождении воздуха через ячейки фильтрующей ткани, показатель степени n уменьшается, приближаясь к единице (ламинарный режим): чем более густа ткань, тем ближе величина n к единице и тем больше коэффициент B, растущий под влиянием увеличения сопротивления пылеотделителя ($H_п$).

Потери давления в фильтре относят обычно к величине, называемой напряжением фильтрующей поверхности или ткани, под которым следует понимать расход воздуха на единицу фильтрующей поверхности, т. е. скорость фильтрации

$$Q_ф = \frac{Q_ч}{F_ф} = v_ф \left(\frac{м^3}{час \cdot м^2} = \frac{м}{час} \right).$$

Напряжение фильтрующей поверхности, или скорость фильтрации, представляет собой одно из выражений понятия «рабочая скорость» ($Q_ф = v_ф = v_р$) и, следовательно, сопротивление фильтров в соответствии с тем же общим выражением (VIII-5), можно записать в виде

$$H_ф = Bv_ф^n = BQ_ф^n \ кГ/м^2, \qquad \text{(VIII-9)}$$

где показатель n уменьшается с уменьшением величины просветов (пор) фильтрующей поверхности.

Следует обратить внимание на то, что общее выражение (VIII-5) и частный случай его для фильтров (VIII-9) аналогичны известному уже выражению сопротивления слоя зерна $H_{с.з} = Alv^n$ (V-68).

29. ОТДЕЛЕНИЕ ПЫЛИ ПОД ВЛИЯНИЕМ СИЛ ТЯЖЕСТИ

Наиболее простым типом отделителей пыли под влиянием сил тяжести является прямоточная пылеосаждающая камера (рис. 117,*а*). Воздух, поступающий в камеру, должен быть равномерно распределен по ширине *в* камеры, что может быть достигнуто установкой вертикальных

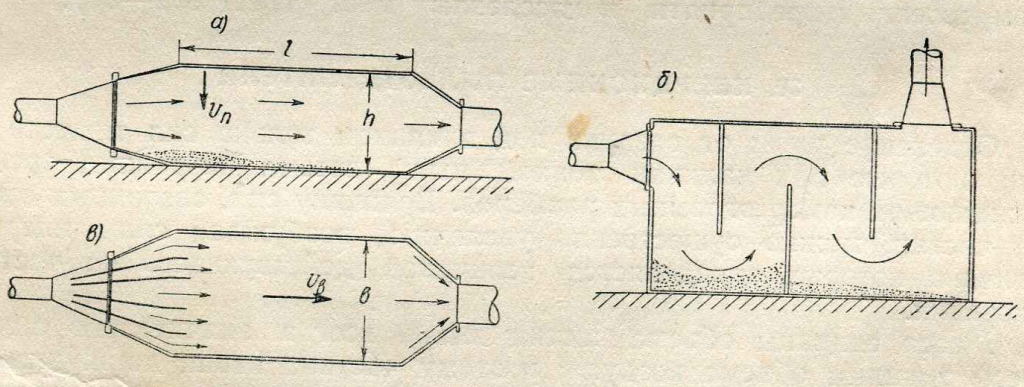


Рис. 117. Пылеосаждающие камеры:

а—прямоточная; *б*—с изменяемым направлением потока; *в*—с вертикальными стенками, распределяющими воздух по ширине камеры

стенок, уменьшающих угол раскрытия расширяющегося воздуховода. Представление о работе пылеосаждающих камер можно получить из краткого изложения принципа их действия. Продолжительность пребывания частицы в камере должна быть такова, чтобы на протяжении ее длины наименьшая подлежащая отделению частица пыли успела осесть на дно камеры, т. е. пройти путь h (см. рис. 117,*а*). Обозначив через $v_в$ скорость движения воздуха в камере, через $v_п$ — скорость падения наименьшей частицы пыли, находим требующуюся для этого продолжительность пребывания частицы пыли в камере $t = \frac{l}{v_в} = \frac{h}{v_п}$. Следовательно, длина камеры

$$l = h \frac{v_в}{v_п}. \qquad \text{(VIII-10)}$$

Подставляя величину скорости движения воздуха, выраженную через объем его ($Q_с$ $м^3/сек$) и размеры поперечного сечения камеры (F), т. е. $v_в = \frac{Q_с}{F} = \frac{Q_с}{bh}$, получим

$$l = \frac{Q_с}{bv_п}. \qquad \text{(VIII-11)}$$

Зная состав пыли, поступающей в камеру, ориентируясь на определенный коэффициент очистки воздуха камерой и определяя отсюда величину $v_п$, можно спроектировать пылеосаждающую камеру, задавшись одним из ее размеров. Сопротивление камеры определяют, как сопротивление обычного воздуховода.

Из выражения (VIII-10) ясно, что при одном и том же поперечном сечении камеры и производительности ее (постоянство $v_в$) длина камеры должна быть тем больше, чем она выше. Уменьшение высоты камеры позволяет также увеличить пропускную способность ее ($Q_с = v_в F$) в результате увеличения скорости движения воздуха при сохранении ламинарного режима потока, т. е. при отсутствии поперечного, направленного снизу вверх переноса частиц пыли в камере.

Пылевые камеры не должны служить хранилищами взрывоопасной пыли, которую необходимо немедленно и непрерывно выводить из основных производственных цехов.

Проектируя специальную, отдельно стоящую пылевую камеру, следует помнить о ее большой взрывоопасности и отводить для нее место, отдаленное от производственных цехов и жилых зданий на расстояние от 13 до 23 *м*, в зависимости от огнестойкости смежных зданий, руководствуясь противопожарными нормами строительного проектирования промышленных предприятий и населенных мест (НСП 102—51).

30. ИНЕРЦИОННЫЕ ПЫЛЕОТДЕЛИТЕЛИ

Отделение пыли от воздуха под влиянием только сил тяжести частиц, которые при наличии тонкой пыли весьма ничтожны, требует осаждающих камер огромных размеров. Величину сил, связанных с массой частиц, можно существенно увеличить, возбуждая силы инерции, величина которых определяется величиной действующего на частицы ускорения.

Масса единицы объема частиц пыли всегда значительно больше массы единицы объема воздуха; поэтому частица пыли, движущаяся с воздушным потоком, несет с собой больший запас кинетической энергии. Благодаря этому при изменении скорости движения потока частицы пыли стремятся продолжать движение с прежней величиной скорости и в том же направлении: при внезапном увеличении скорости частицы пыли отстают, а при внезапном уменьшении опережают поток воздуха; если резко изменяется направление потока, частицы пыли в силу инерции перерезают поток в поперечном направлении.

Изменение величины скорости движения частиц, как это имеет место при ударе запыленной воздушной струи о преграду, или изменение направления, как это осуществляют в описанных ранее циклонах (см. рис. 11), вызывает возникновение сил инерции, способствующих отделению частиц пыли от воздуха, в частности под влиянием сближения их и сцепления между собой, с одной стороны, и с поверхностями пылеотделителя — с другой.

Силы инерции частиц, движущихся с потоком запыленного воздуха, играют определенную роль почти в каждом пылеотделителе, однако инерционными пылеотделителями называются лишь те, в которых, по существующим представлениям, силы инерции играют основную роль.

Кроме описанных уже в общих чертах центробежно-инерционных пылеотделителей (циклонов) в последние годы получили распространение жалюзийные инерционные отделители пыли и золы (рис. 118), разработанные в Центральной лаборатории Главстройпроекта коллективом под руководством Л. С. Клячко и во Всесоюзном теплотехническом институте (ВТИ) им. Ф. Э. Дзержинского под руководством Н. И. Зверева.

Конически-кольцевой жалюзийный пылеотделитель (см. рис. 118, вверху) представляет собой набор расположенных один за другим на одной оси конических колец постепенно уменьшающегося диаметра. Запыленный воздух, поступающий через большее основание со скоростью, доходящей до 30 *м/сек*, устремляющийся в зазоры между кольцами, должен совершить для этого резкий поворот примерно на 150°. При таком повороте на частицы пыли действуют центробежные силы инерции, направленные к оси пылеотделителя. Хотя величина и направление скорости движения воздуха резко изменяются, частицы пыли вследствие инерции своих масс стремятся продолжать движение в прежнем направлении и, ударяясь о наклонные поверхности

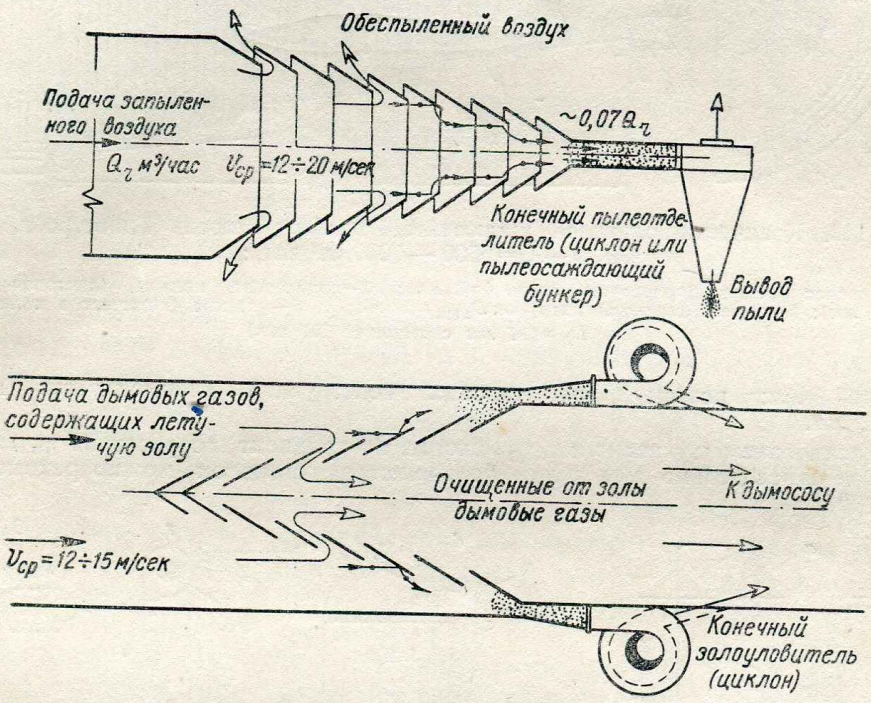


Рис. 118. Схемы жалюзийно-инерционных пыле- и золоуловителей:
вверху—конически-кольцевой пылеотделитель центральной лаборатории Главстройпроекта; внизу—жалюзийный плоско-решетчатый золоуловитель ВТИ

колец, отражаются при наличии достаточной упругости также к оси пылеотделителя. Таким образом, по мере приближения к расположенному по оси выходному отверстию запыленность движущегося воздуха резко возрастает, а объем его уменьшается до 5—8% объема воздуха, поступающего в пылеотделитель и несущего все количество отделяемой пыли. Для такого незначительного объема требуется очень небольшой по размерам конечный пылеотделитель, например циклон.

Общий вид конически-кольцевого жалюзийного пылеотделителя Главстройпроекта показан на рис. 119. Его пропускная способность $Q_ч$=3540 *м³/час* при скорости поступления (входа) воздуха $v_{вх}$, равной 20 *м/сек*. Эта скорость, как указывает проектная нормаль, может быть повышена и до 40 *м/сек* при квадратичном росте сопротив-

ления пылеотделителя, равного $H_п=\zeta\frac{\rho v_{вх}^2}{2}$, где $\zeta=1{,}8$ для конически-кольцевых

жалюзийных пылеотделителей всех размеров.

Размеры таких пылеотделителей определяют, исходя из подлежащего очистке объема воздуха Q и скорости $v_{вх}$, по которым рассчитывают $D_{вх}$ и общую длину усеченного конуса $L_п\approx3{,}1D_{вх}$; угол раскрытия конуса около 14°, а наклон поверхностей колец к оси конуса около 30°. Выходному отверстию придают размер $D_{вых}\approx0{,}2D_{вх}$. Некоторые схемы установок этих пылеотделителей показаны на рис. 120.

Возможны не только конусно-кольцевые, но и пирамидально-пластинчатые конструкции инерционных пылеотделителей, которые имеют две глухие сужающиеся гра-

ни, а также плоско-решетчатые конструкции, схема которых показана на рис. 118, внизу.

Исследования работы жалюзийных пылеотделителей, проведенные в 1949 г. А. М. Смирновой и А. Г. Максимовым в Ленинградском ордена Трудового Красного Знамени инженерно-строительном институте, показали, что коэффициент очистки воздуха падает с увеличением расстояния между кольцами (t). Например, при отделении цементной пыли и $v_{вх}=20$ *м/сек* он уменьшается с 93% при $t=6$ *мм* до 88%

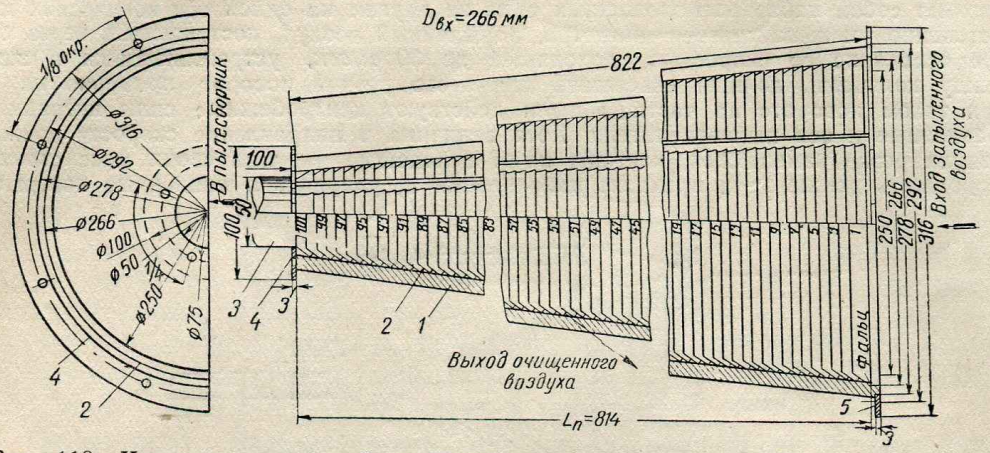


Рис. 119. Конически-кольцевой жалюзийный пылеотделитель Главстройпроекта (№ 5 — $Q=3500-7000$ *м³/час*):

1—каркасная рейка (полосовая сталь $\delta=3$ *мм*); *2*—конические кольца (листовая сталь $\delta=0{,}75$ *мм*); *3*—пылеподводящий патрубок $D_{вых}=50$ *мм*; *4, 5*—фланцы (количество колец при $L_п=814$ *мм* составляет 101 шт.)

при $t=24$ *мм*; поэтому для типовых конструкций рекомендуется величина $t=10\div12$ *мм*.

С увеличением $v_{вх}$ величина $\eta_п$ растет, но градиент возрастания $\eta_п$ для $v_{вх}>20$ *м/сек* относительно мал и для большинства установок можно рекомендовать $v_{вх}=12\div20$ *м/сек*.

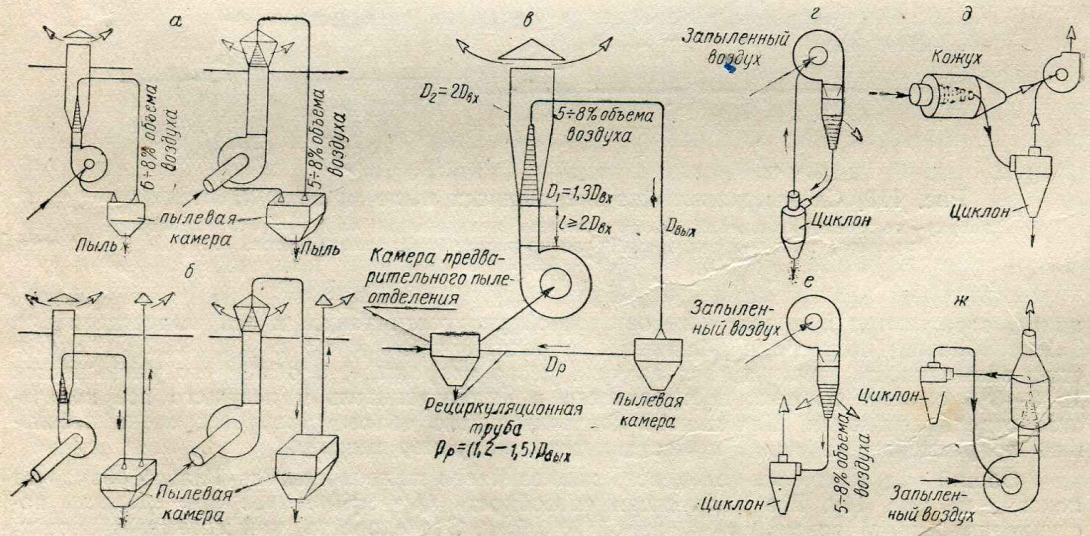


Рис. 120. Схемы установки жалюзийных конически-кольцевых пылеотделителей:

а—установка с замкнутым циклом конечного объема воздуха; *б*—установка с разомкнутым циклом конечного объема воздуха; *в*—установка с предварительным отделением грубой пыли; *г*—установка на нагнетающей линии с замкнутым включением циклона; *д*—установка на всасывающей линии с замкнутым включением циклона; *е*—установка на нагнетающей линии с разомкнутым включением циклона; *ж*—установка пылеотделителя в кожухе на нагнетающей линии с замкнутым включением циклона

Хотя, как показали испытания в этих условиях, при отделении мучной пыли $\eta_п\approx90\%$, а зерновой элеваторно-мельничной пыли $\eta_п\approx92\div94\%$, все же жалюзийные инерционные пылеотделители не получили пока широкого распространения на элеваторах, мельницах, крупяных и комбикормовых заводах. Это объясняется опасениями, касающимися возможности засорения промежутков между кольцами волокнистыми примесями к пыли (колосками, соломой, шпагатом) либо легко сцепляющи-

мися между собой и прилипающими к кольцам частицами мучной пыли. Однако серьезных попыток применять жалюзийные пылеотделители в различных производственных условиях указанных предприятий до настоящего времени не предпринималось и поэтому выносить отрицательное заключение о невозможности их работы — преждевременно.

31. ФИЛЬТРУЮЩИЕ ПЫЛЕОТДЕЛИТЕЛИ

Фильтрующими[1] пылеотделителями называют такие воздухоочистительные аппараты, в которых воздух, проходя через пористый слой, оставляет в нем взвешенную в потоке пыль.

Работа фильтрующих пылеотделителей основана на отделении пыли под влиянием сил сцепления и прилипания, а также отделении пыли в результате задержания частиц плоской или пространственной решетками. Отделение пыли под влиянием сил, связанных с массой частиц, может также иметь место и в фильтрующих пылеотделителях, но не является в них основным.

Важнейшими для предприятий, перерабатывающих зерно, фильтрующими пылеотделителями и пока единственно распространенными на них уже в течение почти 100 лет являются матерчатые фильтры, описанные в общих чертах в начале книги.

Все конструкции фильтрующих пылеотделителей можно классифицировать по нескольким признакам. Прежде всего следует различать контактно-поверхностные и проходные фильтры. К первым относят фильтры, задерживающие и крупные, и мелкие частицы в результате соприкосновения их с поверхностями, к которым они прилипают; ко вторым — задерживающие крупные частицы по геометрическим признакам, т. е. по размерам их, а мелкие — прилипанием. Примером контактно-поверхностного фильтра могут служить мокрые и сухие сепараторы промывной камеры (см. рис. 14); примером проходных, или пористых, фильтров могут являться матерчатые фильтры.

По состоянию поверхности контактно-поверхностные фильтры можно разделять на сухие и жидкостные, или мокрые, пылеотделители, поверхности которых смочены липкими маслами или орошаются водой или маслом.

По способу очистки от задерживаемой пыли следует различать фильтры: с очисткой при замене фильтрующего органа и с очисткой во время действия фильтра, причем очистка может быть ручной и автоматической, непрерывной и периодической с обратным продуванием фильтра.

Мокрые сепараторы промывной камеры и нагнетательные матерчатые фильтры представляют собой фильтры с непрерывной автоматической очисткой, в то время как всасывающие матерчатые являются фильтрами с периодической очисткой при обратном продувании ткани.

Примером фильтров с очисткой, производящейся только при смене фильтрующего органа, может служить масленый ячейковый фильтр (рис. 121). Он представляет собой плоский стальной или картонный ящик толщиной обычно от 50 до 100 *мм* с двумя сетчатыми основаниями площадью около 0,5×0,5 *м*². Ящик заполняют: покрытыми маслом металлическими или фарфоровыми кольцами d=8—25 *мм* и длиной, равной диаметру, стальными сетками (фильтр Ленинградского завода им. Ленина), штампованными ситами, слегка спрессованной металлической стружкой, отходами проволоки d=0,1—0,4 *мм*, стеклянным волокном с нитями примерно такого же диаметра.

Масло, применяемое для этих целей, должно быть липким[2], хорошо держаться на поверхности, не стекая с нее, но и не отвердевая, иметь высокую температуру вспышки и не должно сообщать запаха воздуху, проходящему через фильтр.

---

[1] От средневекового латинского filtrum — войлок.

[2] Масленые фильтры поэтому часто назывались ранее висциновыми (от латинского viscum — клейкое вещество), а применяемые для этих фильтров патентованные масла — висцином.

После того как покрытый маслом наполнитель окажется насыщенным пылью (это длится несколько сот часов), ячейки промывают в горячем содовом растворе, высушивают, снова погружают в масло, дают ему стечь с поверхности и затем устанавливают на место работы вместо загрязненных.

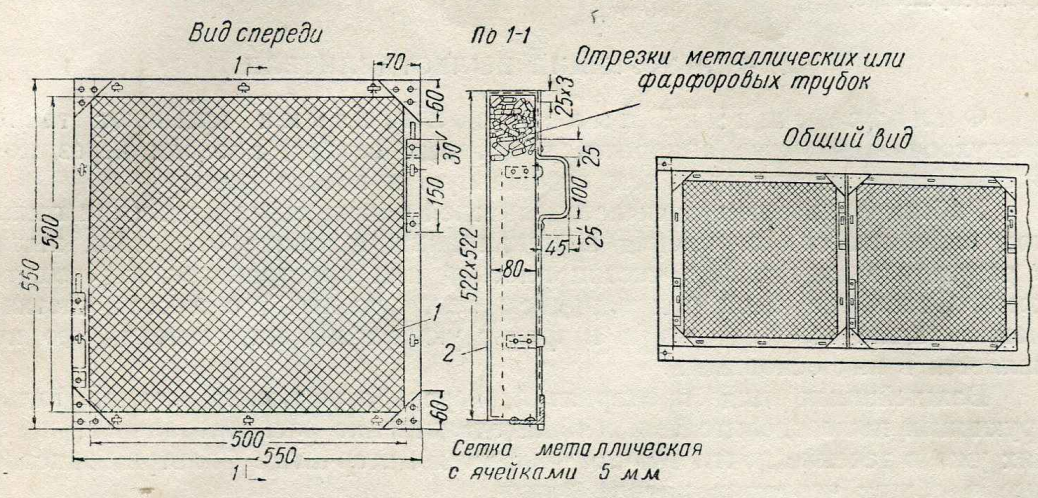


Рис. 121. Масленый ячейковый фильтр

Сопротивление таких фильтров непостоянно во времени и резко возрастает с увеличением их запыленности.

32. ПОНЯТИЕ ОБ ОЧИСТКЕ ГАЗОВ ОТ ПЫЛИ ЭЛЕКТРИЧЕСКИМ СПОСОБОМ

Электрические фильтры используют коронный разряд при атмосферном давлении. Основные физические процессы отделения ими пыли состоят: а) в ионизации запыленного воздуха, протекающего между коронирующим и заземленным осадительным электродами; б) в зарядке частиц пыли в коронном разряде; в) в движении частиц пыли к осадительному некоронирующему электроду и осаждению на нем.

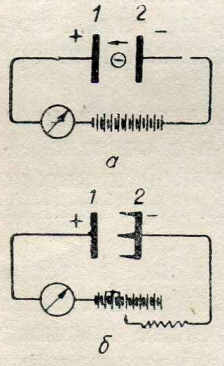


Рис. 122. К явлению ионизации воздушного промежутка

Стрелка гальванометра, включенного в разомкнутую воздушным промежутком электрическую цепь (рис. 122), не отклоняется, так как плоские электроды *1* и *2* разобщены один от другого непроводником — воздухом (конденсатор). Если воздействовать на воздушный промежуток рентгеновскими или ультрафиолетовыми лучами, лучами катодной лампы или другими ионизаторами, стрелка гальванометра заметно отклонится, так как воздух станет токопроводящим. Образовавшиеся при этом носители зарядов (ионы и электроны), передвигаясь под действием электрического поля, образуют электрический ток. Явление этого рода называют несамостоятельной электропроводностью газов. Самостоятельную электропроводность, т. е. явления ионизации, можно вызвать и без посредства ионизаторов, образуя между электродами вместо однородного неоднородное электрическое поле. Если один из электродов, например *2*, снабдить остриями, то при повышении напряжения до известной величины в цепи появляется ток, сила которого после этого резко возрастает по мере дальнейшего повышения напряжения.

Разность потенциалов, соответствующая моменту появления тока в цепи, называется ионизационным потенциалом газа.

Начало самостоятельной ионизации обусловлено главным образом наличием всегда имеющихся в атмосфере электронов, скорость перемещения которых начинает резко возрастать при увеличении напряженности электрического поля.

При дальнейшем возрастании разности потенциалов электроны и отрицательные ионы, стремительно движущиеся к положительному электроду, сталкиваясь с молекулами, могут раскалывать их на ионы или выбивать из молекул электроны, превращая отдельные молекулы в положительные ионы. Таким образом, ион, получив большую скорость в электрическом поле высокой напряженности, становится в свою очередь ионизатором, вызывая резкое лавинообразное возрастание числа ионов в газе. Это явление отмечается значительным повышением силы тока и называется ионизацией толчком, сопровождаясь светящимся разрядом (коронным). Он

представляет собой явно видимое в темноте голубоватофиолетовое свечение вокруг провода и сопровождается электрическим ветром, являющимся ощутимым результатом движения ионов газа.

Такое неоднородное поле со светящейся короной создается в электрофильтрах следующим образом: по оси вертикальной трубы подвешивают тонкую стальную стру-

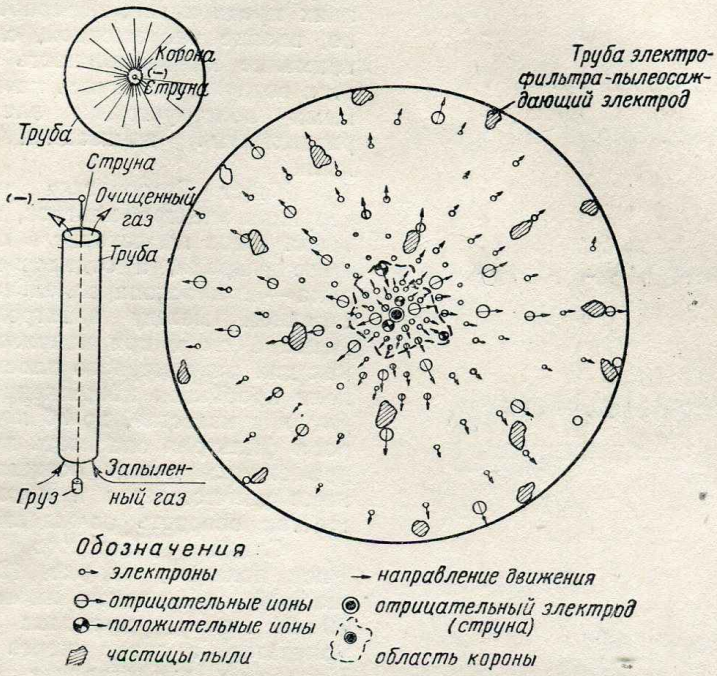


Рис. 123. Схема движения электронов, ионов и частиц пыли в электрическом поле трубчатого электрофильтра (труба заземлена)

ну, являющуюся обычно отрицательным электродом, в то время как стенки трубы, присоединенные к положительному полюсу, заземлены.

С появлением короны в трубчатом элементе электрофильтра возникают две различных области: светящаяся область короны, в которой образуется большое количество положительных и отрицательных ионов и электронов (рис. 123), и пространство между светящейся областью короны и внутренней поверхностью трубы, заполненное отрицательными ионами и электронами. Они движутся от коронирующего отрицательного к осадительному положительному электроду.

Движущиеся в электрическом поле отрицательные ионы и электроны наталкиваются на перемещающиеся вдоль трубы частицы пыли, присоединяются к ним и увлекают их с собой к заземленному электроду, где частицы и осаждаются на внутренней стенке трубы (см. рис. 123), периодически подвергаемой очистке встряхиванием.

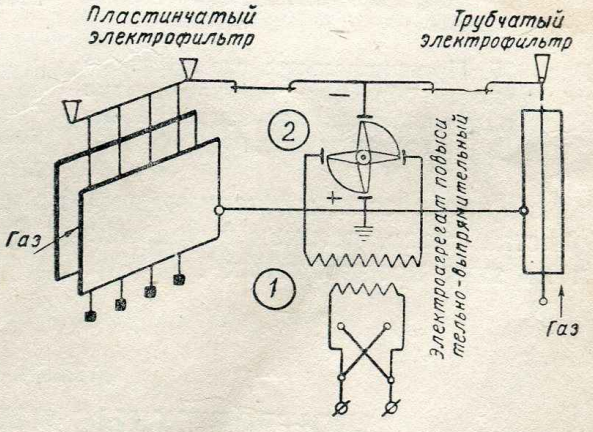


Рис. 124. Схема пластинчатого и трубчатого электрофильтров:

1—трансформатор высоковольтный 380/90 000 *в*; *2*—механический выпрямитель

Кроме трубчатой формы осаждающего электрода применяют еще и пластинчатую форму его; элемент пластинчатого электрофильтра представляет собой (рис. 124) две положительно заряженные пластины с расположенными между ними отрицательно заряженными струнами.

На элеваторах, мельницах, крупяных и комбикормовых заводах электрофильтров не применяют из опасения возникновения взрывов пыли

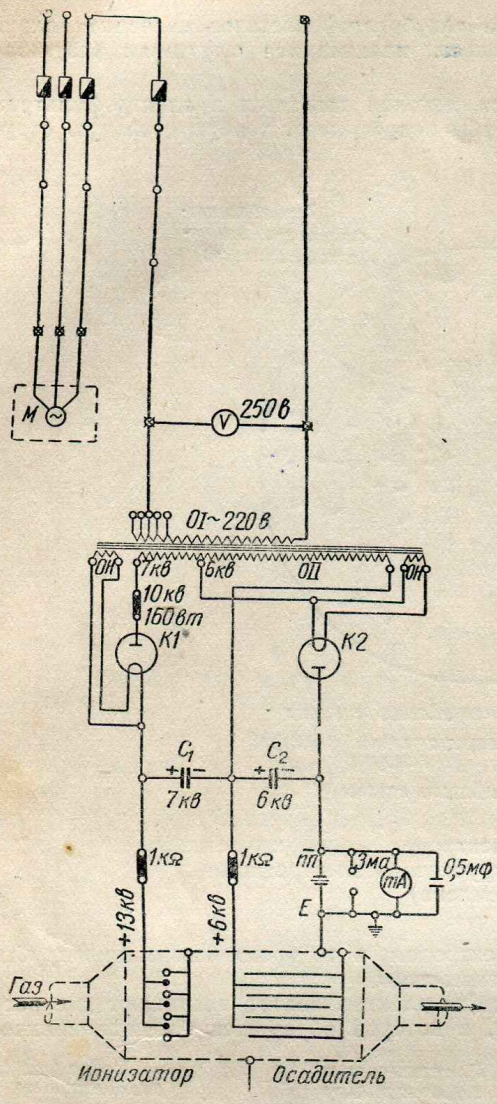


Рис. 125. Принципиальная схема одного из первых образцов электрофильтра Рион с раздельными ионизацией и отделением пыли

при искровом пробое воздушного промежутка между коронирующим и осаждающим электродами.

Не считая проблему вторичной очистки воздуха для рециркуляции его в зданиях предприятий, перерабатывающих зерно, вполне разрешенной, следует обратить внимание на возможность вторичной очистки воздуха, пользуясь новыми отечественными конструкциями электрофильтров с раздельными ионизацией и отделением пыли.

Трест Газоочистка разработал конструкции электрофильтров, в которых ионизация газов происходит в поле коронирующего разряда, а отделение пыли от воздуха — в плоскопараллельном поле с расстоянием между электродами немногим менее 1 *см* и при напряжении 6 *кв*. Так как для равномерного плоскопараллельного поля пробивная напряженность поля доходит, как известно, до 30 *кв/см*, то в такого рода фильтрах опасность искрового пробоя промежутка между осаждающими пластинами уничтожается и одновременно повышается скорость осаждения частиц пыли.

Схема советского электрофильтра Рион показана на рис. 125. Воздух, очищаемый от остатков пыли (запыленность 10÷20 *мг/м*³), проходит вначале через ионизатор, а затем через пылеосадитель. Ионизатор представляет собой один ряд чередующихся толстых стержней и тонких коронирующих проводов с напряжением между ними 13 *кв*. Далее ионизированный воздух с заряженными уже частицами пыли попадает в плоскопараллельное поле с напряжением 6 *кв* и воздушным промежутком между пластинами всего лишь в 7,5 *мм*, в котором практически полностью осаждает остатки взвешенной в нем пыли.

Несмотря на то, что электрофильтры не применялись на предприятиях мукомольной, крупяной и комбикормовой промышленности даже в виде опыта, мы полагаем, что такой прогрессивный технический прием, каким является электрическая очистка газов, должен в недалеком будущем получить распространение и на этих предприятиях [1].

ГЛАВА IX

ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ ПЫЛЕОТДЕЛИТЕЛИ

33. ЭЛЕМЕНТЫ ТЕОРИИ ОТДЕЛЕНИЯ ПЫЛИ ПОД ВЛИЯНИЕМ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ СИЛ ИНЕРЦИИ

Теория центробежного отделения пыли пока еще не разработана в такой степени, чтобы дать надежную основу для расчета и конструирования этих аппаратов при очистке воздуха от различных видов пыли, что объясняется большой сложностью процессов, протекающих в цен-

[1] Учитывая краткость описания электрофильтров в данном учебнике, отсылаем читателя к специальной литературе (36, 37), в которой дана библиография этого вопроса.

тробежных пылеотделителях. Поэтому мы ограничимся изложением самых общих черт процесса пылеотделения в циклонах, не углубляясь в существенные особенности его, зависящие, например, от физико-химических свойств пыли.

В кратком обзоре основных частей вентиляционных установок уже указывалось, что частицы пыли, вращаясь с потоком вокруг оси циклона, подвергаются действию центробежной силы

$$C=\frac{mv^2}{r}=m\omega^2 r=\frac{\pi}{6}\rho_{\text{п}}d_{\text{п}}^3\omega^2 r, \qquad \text{(IX-1)}$$

где m — масса частицы, равная для случая ее шарообразной формы,

$$m=\frac{G}{g}=\frac{\pi d_{\text{п}}^3}{6}\frac{\gamma_{\text{п}}}{g}=\frac{\pi}{6}\rho_{\text{п}}d_{\text{п}}^3;$$

ω — угловая скорость вращения ее вокруг оси циклона;
r — расстояние частицы от оси циклона (рис. 126);
$d_{\text{п}}$ и $\rho_{\text{п}}$ — диаметр и плотность отделяемой частицы пыли.

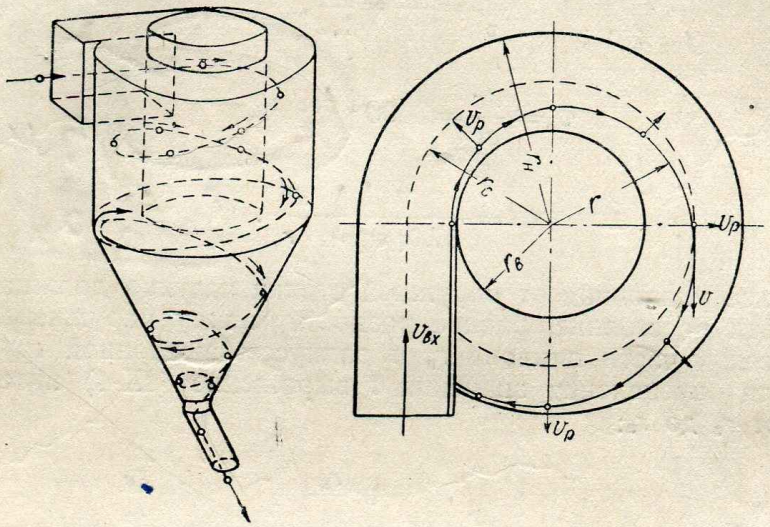


Рис. 126. Траектория частицы пыли, отделяемой в циклоне (к рассмотрению процесса отделения пыли в центробежных пылеотделителях):
слева—общий вид; справа—вид в плане

Центробежная сила инерции, направленная по радиусу, вызывает передвижение частицы к наружной стенке циклона с радиальной скоростью $\frac{dr}{dt}$, обозначенной на рис. 126 через $v_{\text{р}}$. Сопротивление, оказываемое действию этой силы средой, равно по выражению (VI-6) $F=\xi F\frac{\rho v^2}{2}$ или, в рассматриваемом случае при $v=v_{\text{р}}$ и $F=\frac{\pi d_{\text{п}}^2}{4}$,

$$P=\frac{\pi}{8}\xi\rho d_{\text{п}}^2 v_{\text{р}}^2. \qquad \text{(IX-2)}$$

После очень короткого промежутка времени наступит, как известно, состояние равенства между движущей центробежной силой и сопротивлением среды, т. е.

$$C=P, \quad \text{или} \quad \rho_{\text{п}}d_{\text{п}}^3\omega^2 r=0{,}75\,\xi\rho d_{\text{п}}^2 v_{\text{р}}^2.$$

Радиальная скорость перемещения частицы к внешней стенке циклона равна из этого уравнения:

$$v_{\text{р}}=\frac{dr}{dt}=\sqrt{\frac{d_{\text{п}}\omega^2 r}{0{,}75\,\xi}\cdot\frac{\rho_{\text{п}}}{\rho}}. \qquad \text{(IX-3)}$$

Так же, как для пылеосаждающей камеры, мы можем найти из этого выражения время t, необходимое для того, чтобы частица прошла расстояние $r_н - r_в$, т. е. достигла наружной стенки циклона. Зная время, мы можем, как и в случае расчета пылевой камеры, найти основные размеры циклона.

Частица, достигнув наружной стенки циклона, далее будет скользить вдоль стенки, увлекаясь потоком воздуха, и двигаться по спирали вниз к отверстию, выводящему пыль из циклона (см. рис. 126).

Необходимое для отделения частицы время нахождения ее в циклоне, определяемое выражением (IX-3), зависит от значения ξ, которое, как указывалось, для $Re \leqslant 1$ равно

$$\xi = \frac{24}{Re}. \qquad \text{(VI-8)}$$

Подставляя это значение в выражение (IX-3) и принимая для стандартного воздуха

$$\frac{\rho_п}{\rho} = \frac{\gamma_п}{\gamma} = \frac{\gamma_п}{1{,}2},$$

получим

$$v_р = \frac{dr}{dt} = 3090\,\gamma_п d_п^2 \omega^2 r,$$

или

$$dt = \frac{1}{3090\gamma_п d_п^2 \omega^2}\,\frac{dr}{r}. \qquad \text{(IX-4)}$$

Наиболее удаленная от наружной стенки частица должна за время t сек. пройти расстояние, равное разности между наружным радиусом цилиндрической части циклона $r_н$ и радиусом выхлопной трубы его $r_в$; поэтому для определения значения t выражение (IX-4) интегрируем в пределах от $r_в$ до $r_н$:

$$t = \frac{1}{3090\gamma_п d_п^2 \omega^2}\int_{r_в}^{r_н}\frac{dr}{r} = \frac{\ln\frac{r_н}{r_в}}{3090\gamma_п d_п^2 \omega^2} = \frac{\lg\frac{r_н}{r_в}}{1340\gamma_п d_п^2 \omega^2}. \qquad \text{(IX-5)}$$

При меньшей продолжительности пребывания в цилиндрической части циклона частица может быть подхвачена и унесена из него наружу восходящим потоком воздуха, что снизит коэффициент очистки воздуха.

Экспериментальные исследования П. Н. Смухнина (38) показали что для большей части высоты циклона можно приближенно считать, как и для вращения твердого тела, $\omega = \frac{v}{r} = \text{const}$, где v — скорость движения воздуха в кольцевом канале циклона, показанная на рис. 126 и в общем случае не равная скорости входа в циклон $v_{вх}$.

Результаты испытаний ряда циклонов, полученные Смухниным, дают основание заключить, что скорость в циклоне уменьшается в 1,4—1,6 раза по сравнению со скоростью входа.

Таким образом, принимая приближенно $\omega = \text{const}$, мы можем практически воспользоваться выражением (IX-5) и определить время, требующееся для отделения в циклоне частицы пыли заданного диаметра $d_п$. Для этого нужно задаться величинами наружного и внутреннего радиуса циклонов $r_н$ и $r_в$, исходя из соображений о пропускной способности циклона или каких-либо конструктивных соображений.

Зная t, можно определить:

— длину пути, необходимого для осаждения частицы;

— по длине и среднему радиусу циклона — необходимое для осаждения число витков потока;

— по числу витков и высоте каждого — нужную высоту цилиндрической части циклона.

Таков в общих чертах путь расчета циклона, основанный на изложенном представлении о процессе отделения пыли в нем.

Большое количество упрощающих допущений, положенных в основу сделанного вывода, вызывает, однако, настолько существенные отклонения расчетного коэффициента очистки от получаемого фактически, что приведенное выражение t (IX-5) нельзя считать вполне приемлемым для целей расчета и конструирования циклонов по заданному составу пыли и требующемуся коэффициенту очистки воздуха. Поэтому до настоящего времени циклоны уверенно конструируют лишь на основании данных экспериментального исследования их в натуре или в моделях на заданном виде пыли.

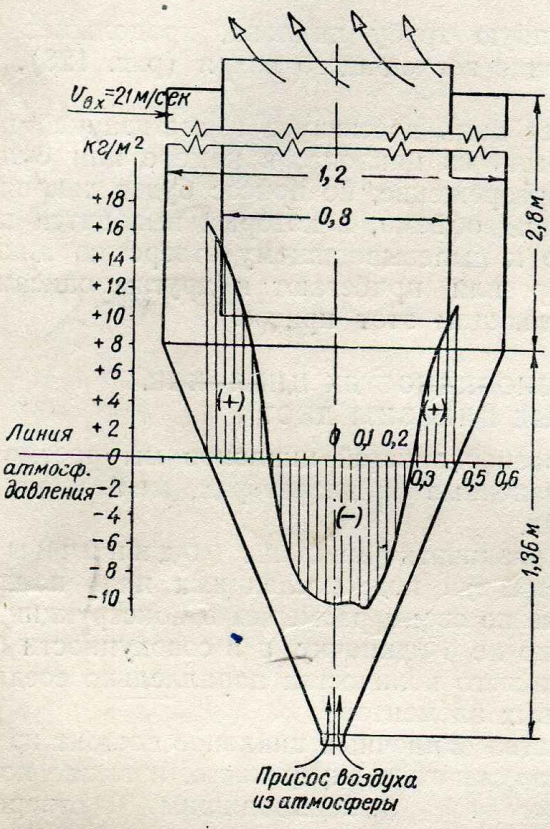


Рис. 127. Область разрежения в конической части циклона, вызывающая присос воздуха из атмосферы

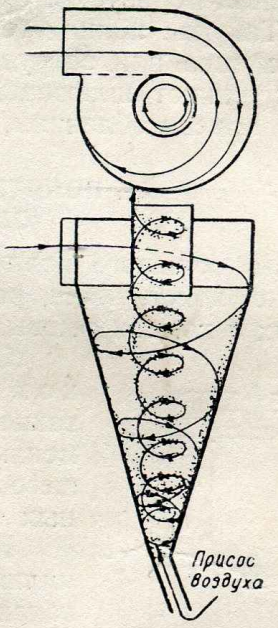


Рис. 128. Схема нисходящего и восходящего вихрей в циклоне

Рассматривая процесс пылеотделения в циклонах, следует отметить парадоксальное на первый взгляд явление присоса воздуха в циклон, находящийся под избыточным давлением.

В практике эксплуатации давно было замечено, что через самотечную трубу, служащую для отвода пыли, воздух часто поступает в циклон, несмотря на то, что он установлен на нагнетающей линии. Этот воздух, входящий через отверстие для вывода пыли, вновь подхватывает отделившиеся уже однажды частицы пыли и уносит их в выхлопную трубу.

Испытания циклонов, произведенные П. А. Коузовым [1] (1934 г.), показали, что скорость движения воздуха, входившего в отверстие для вывода пыли, весьма велика и достигает 75% величины скорости входа в циклон (при $v_{вх}$=18,2 *м/сек*).

[1] См. журнал «Отопление и вентиляция», № 10, 1934.

Присос воздуха через это отверстие вызывается вращением потока и наличием в конусе циклона, у оси его, области давлений, меньше атмосферного, т. е. области разрежения. Вращение потока, имевшее место в цилиндрической части циклона, продолжается и в конической части его, где выхлопная труба отсутствует. Вследствие этого в центральных частях циклона образуется область разрежения, а у стенок конуса под влиянием центробежных сил — область повышенных давлений, как показано на рис. 127.

Грубую аналогию подобного явления мы наблюдаем ежедневно в стакане чая при помешивании его ложечкой: благодаря вращению массы жидкости в стакане на поверхности ее возникает углубление в центральных областях, свидетельствующее о понижении давления у оси вращения при повышенном давлении на стенки стакана.

Поток, уходящий в выхлопную трубу циклона, продолжает вращаться и движется наружу в виде восходящего вихря (рис. 128), уносящего с собой часть пыли.

Уничтожение присоса может быть достигнуто герметизацией помещения, в которое отводится пыль из циклона; в камере или бункере для пыли образуется при этом разрежение, но присос будет ликвидирован. Так как полная герметизация объема, в который выводится пыль, невозможна или затруднена, то к пылевыводящему отверстию циклона присоединяют шлюзовой затвор или прибегают к другим описанным ниже приспособлениям, уменьшающим этот присос.

34. ПОНЯТИЕ О РАЗНОВИДНОСТЯХ ЦИКЛОНОВ. ОДИНОЧНЫЕ ЦИКЛОНЫ ЛИОТ

Из большого количества разновидностей циклонов мы рассмотрим только конструкции, распространенные на элеваторах, мельницах, крупяных и комбикормовых заводах.

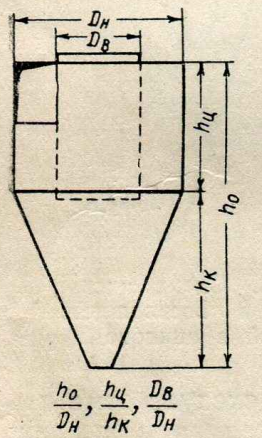


Рис. 129. Величины, характеризующие форму циклона

Следует различать циклоны одиночные и комплексные; под последними надо понимать такие, которые по своим размерам и конструкции применяют обычно не в одиночку, а в совокупности большего или меньшего количества параллельно соединенных одинаковых элементов [1].

Большинство одиночных циклонов состоит из двух цилиндров, наружного и внутреннего, а также конуса, заканчивающегося пылевыводящим отверстием (рис. 129). Формы применяемых циклонов различны и могут быть охарактеризованы величинами

$$\frac{h_о}{D_н}, \quad \frac{h_ц}{h_к}, \quad \frac{D_в}{D_н},$$

где $h_ц$, $h_к$, $h_о$ — высота цилиндрической части, конической и общая высота;

$D_н$ и $D_в$ — наружный и внутренний диаметры циклона.

Циклоны, высота которых по сравнению с диаметром велика и отношение $\frac{h_о}{D_н}$ для которых больше 2, условимся называть в дальнейшем большевысотными циклонами; остальные — маловысотными.

Большевысотные циклоны, характеризующиеся относительно малым диаметром и длительным временем пребывания в них частиц, должны

[1] См. рис. 134 и 138.

отделять более тонкую пыль, так как при одной и той же скорости движения частицы величина центробежной силы возрастает с уменьшением диаметра циклона:

$$C = m\omega^2 r_н = 2m\frac{v^2}{D_н}. \qquad \text{(IX-6)}$$

Поэтому в большевысотных циклонах достигается более полное отделение тонкой пыли даже в тех случаях, когда время пребывания частиц в циклонах обоего типа вполне одинаково. Таким образом, маловысотные циклоны применимы для осаждения из воздуха взвешенных в нем крупных частиц (щепы, стружки и др.). Большевысотные же, пригодные для отделения тонкой пыли, наиболее подходят для очистки воздуха на элеваторах и мельницах.

Формы большевысотных циклонов (рис. 130) также различаются и могут быть характеризованы отношением высоты цилиндрической части к высоте конической части его, т. е. отношением $\frac{h_ц}{h_к}$. Циклоны, для

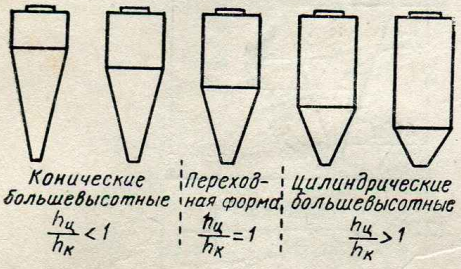


Рис. 130. Конические и цилиндрические большевысотные циклоны

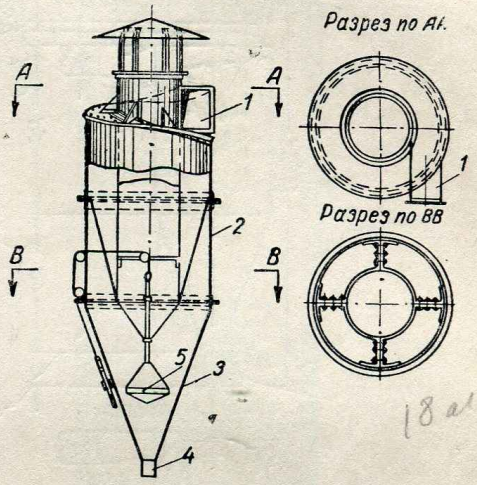


Рис. 131. Циклон ЛИОТ

которых величина $\frac{h_ц}{h_к}$ больше единицы, будем называть циклонами цилиндрического типа, а остальные — циклонами конического типа.

Широкое распространение циклонов цилиндрического типа вызывается не столько большей эффективностью их по сравнению с циклонами конического типа, сколько большей изученностью процессов, происходящих в цилиндрической части. В наиболее распространенных в Советском Союзе циклонах ЛИОТ ее обычно считали основной рабочей частью.

На рис. 131 показан пользующийся заслуженным признанием большевысотный циклон ЛИОТ чисто цилиндрического типа с винтовым подводом воздуха. Запыленный воздух подводится через прямоугольное отверстие *1* и винтообразно расположенным каналом подается в кольцевой зазор развитой цилиндрической части *2* с присоединенной к ней более короткой конической частью *3*. Эта часть заканчивается пылевыводящим отверстием *4*; в ней же расположен противоприсосный конус *5*, прикрывающий область разрежения, показанную на рис. 127; положение конуса по высоте можно регулировать.

Требующиеся размеры циклона ЛИОТ определяют по скорости входа воздуха $v_{вх}$, равной около 18 *м/сек*. По подаче воздуха Q *м³/час* и $v_{вх}$ можно определить диаметр трубы, подводящей воздух, а по этой величине, принятой на рис. 132 в качестве модуля,— все остальные размеры циклона.

При необходимости отвода очищенного от пыли воздуха под углом в 90° к оси циклона целесообразно пользоваться улиткой (см. рис. 132), очерчиваемой аналогично кожуху вентилятора.

Изготовляемая серия циклонов ЛИОТ содержит 8 номеров циклонов (от № 000 до № 5) с $D_н = 793 \div 2284$ *мм* и пропускной способностью $Q_ч = 3000 \div 24\,000$ *м³/час* каждый.

Коэффициент сопротивления, отнесенный к скоростному давлению при входе в циклон, равен $\zeta = 2{,}75 \div 3{,}00$.

Испытания циклонов ЛИОТ на элеваторной пыли показали, что достигаемый ими коэффициент очистки воздуха все же недостаточно велик и не превышает обычно 90%.

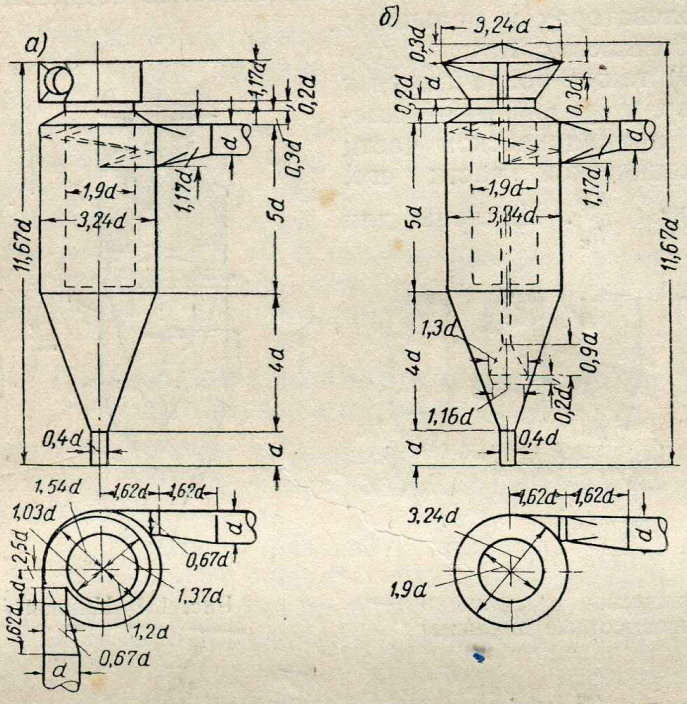


Рис. 132. Относительные размеры циклонов ЛИОТ с улиткой (слева) и противодождевым колпаком (справа) на выходе

Исходя из изложенного выше представления о сущности процесса пылеотделения, следует ожидать увеличения $\eta_п$ с уменьшением диаметра циклона $D_н$, что вполне подтвердилось при экспериментальной проверке.

Свыше 20 лет назад были сделаны первые попытки применять циклоны весьма малого диаметра (150÷250 *мм*), соединенные параллельно, в количестве, зависящем от требующейся пропускной способности [1].

Существенно увеличить коэффициент очистки можно также, последовательно включая после циклона другой пылеотделитель со значительно более высоким $\eta_п$, например матерчатый фильтр. Однако не следует последовательно включать два одинаковых циклона, как это иногда делают в ошибочном предположении равенства величин коэффициентов очистки обоих циклонов. В действительности, как показали проведенные нами испытания, общий коэффициент очистки может быть повышен лишь незначительно, несмотря на большое, т. е. двойное, увеличение сопротивления пылеотделителей.

Вторичная очистка воздуха после циклонов нагнетательными вертикально-рукавными фильтрами впервые была осуществлена в 1928 г. на элеваторе при Одесской мельнице, но не дала положительного эффекта вследствие указанных ранее существенных недостатков этого фильтра и поэтому не может быть рекомендована.

Выхлопные трубы циклонов необходимо выводить выше конька крыши здания с целью уменьшения запыленности территорий, прилегающих к предприятию.

[1] Подробнее изложено в дальнейшем (см. рис. 134 и 136).

35. БАТАРЕЙНЫЕ ЦИКЛОНЫ (МУЛЬТИЦИКЛОНЫ)

Батарейный циклон или, как иногда называют его в советской технической литературе, мультициклон[1] представляет собой совокупность многих десятков параллельно соединенных циклонов малого диаметра ($D_н = 150 \div 250$ *мм*). Условия равномерного распределения запыленного воздуха между параллельно соединяемыми элементами батарейного циклона вызвали некоторые изменения в конструкции его элемента, особенно в части, подводящей воздух к нему.

На рис. 133 изображены элементы типового мультициклона ЦГ-1, разработанного Центральным котло-турбинным институтом (ЦКТИ) и трестом Газоочистка применительно к задаче улавливания летучей золы из дымовых газов. Газы поступают в элемент, как показано стрелками, в осевом направлении и закручиваются винтовыми лопастями *6* с углом наклона по средней линии лопастей, равным 25°.

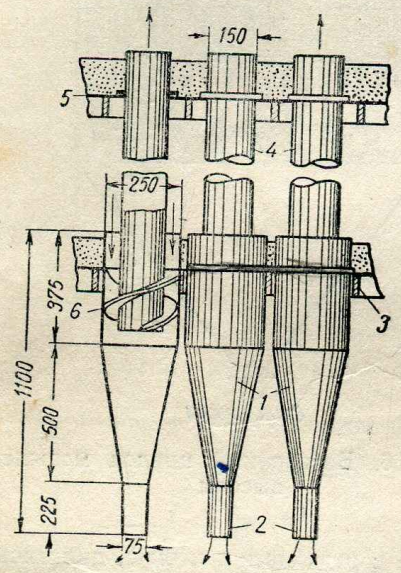


Рис. 133. Элементы батарейного циклона ЦГ-1 (мультициклона) ЦКТИ и треста Газоочистка

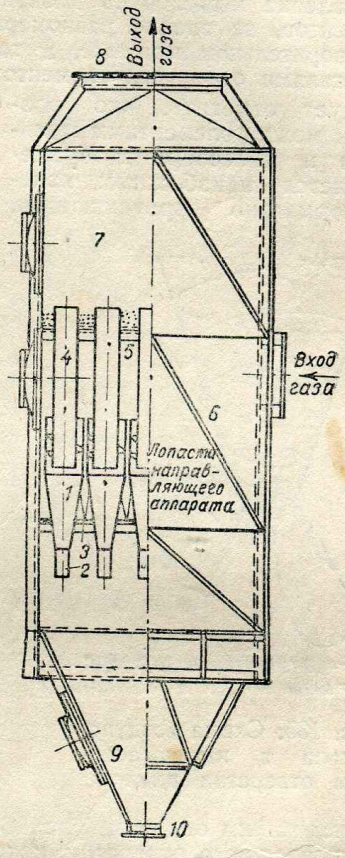


Рис. 134. Общий вид батарейного циклона (мультициклона)

В литой чугунный корпус *1* (толщина стенок 12 *мм*) с пылевыводящим патрубком *2*, установленный на покрытой щитом раме *3*, введены стальная выхлопная труба *4*, опирающаяся при помощи фланцев на верхний щит *5*, и лопасти *6* — литые чугунные или стальные штампованные.

В зависимости от требующейся пропускной способности мультициклона, несколько десятков, а иногда и сотен элементов собирают между воздухонепроницаемыми щитами *3* и *5*, как это показано на рис. 134. В пространство между ними подают очищаемый газ, закручиваемый лопастями *6* и выходящий через трубы *4* в пространство *7* над ними и далее через отверстие *8*; пыль, выводимая через патрубки *2* каждого элемента, собирается общим бункером *9* и выводится через отверстие *10*.

[1] Латинское multum — много.

Осевой подвод воздуха и закручивание потока при помощи направляющего аппарата применяют с целью упрощения способа равномерного распределения подачи между всеми элементами мультициклона, что конструктивно труднее при обычном тангенциальном подводе воздуха.

Необходимо подчеркнуть, что коэффициент очистки воздуха мультициклоном в целом иногда может быть ниже, чем для отдельного элемента. Если сопротивление одного или нескольких элементов оказывается значительно бо́льшим, чем сопротивление остальных элементов, воздух не будет протекать через них в нормальном направлении, а устремится из общего бункера *9* через патрубки *2* в выхлопную трубу *4* и далее, унося с собой из бункера *9* часть уже отделенной пыли. Это отрицательное явление может быть вызвано и не вполне точным изготовлением одинаковых элементов, не вполне равномерным распределением воздуха между ними при неудовлетворительном монтаже, а также прилипанием пыли и сужением просветов между деталями отдельных элементов.

Следует отметить, что воздухообмен между элементами мультициклона и пылесборным бункером является неизбежным явлением, нормально протекающим, однако, следующим образом (рис. 135). Вместе с отделяемой пылью, двигаясь у стенок пылевыводящего отверстия, некоторое небольшое количество воздуха $Q_п$ *м³/час* поступает в бункер и такое же количество $Q_у$ уходит из него в элемент близ оси пылевыводящего патрубка ($Q_у = Q_п$). В одиночно работающих циклонах, если пространство, в которое выводится пыль, полностью герметизовано, $Q_у$ всегда равно $Q_п$; если нет герметизации, $Q_у > Q_п$, т. е. возникает описанное ранее явление присоса воздуха и $\eta_п$ резко снижается. При отсасывании воздуха от пылевыводящего отверстия циклона с целью пневматического транспорта пыли, $Q_у$ по оси циклона меньше $Q_п$ и $\eta_п$ несколько повышается. В батарейных циклонах при наличии общего пылевого бункера для одних элементов $Q_у < Q_п$, в то время как для других $Q_у > Q_п$, что вызывает резкое снижение $\eta_п$ этими элементами.

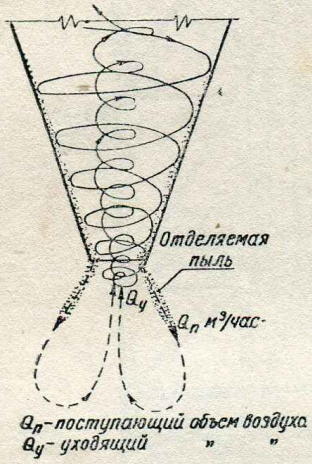


Рис. 135. Схема воздухообмена в пылевыводящем отверстии циклона

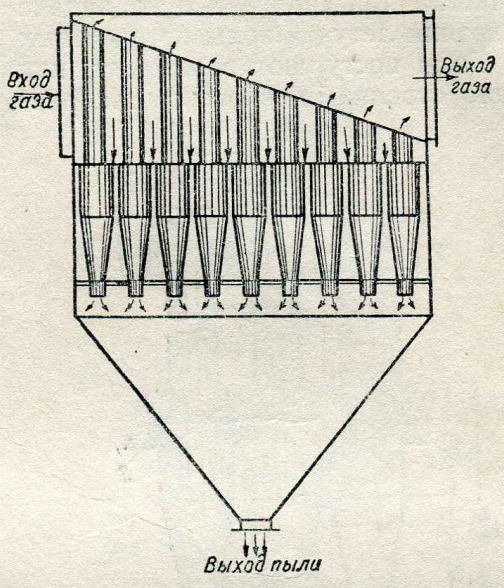


Рис. 136. Батарейный циклон меньшей высоты

Поэтому достаточно высокий $\eta_п$ может быть достигнут при массовом заводском изготовлении элементов с малыми отклонениями в их размерах, с чистыми внутренними поверхностями и при условии, если пыль не будет слипаться.

Общую высоту мультициклона в случае надобности можно существенно уменьшить в результате компоновки, показанной на рис. 136.

Так как при пылеотделении в циклонах влияние силы тяжести частиц исчезающе мало, то вертикальное положение оси необязательно. Пример циклона с горизонтальным расположением оси показан на рис. 137. Это прямоточный мультициклон ВТИ, отличающийся отсутствием выворота нисходящего (прямого) вихря в восходящий (обратный), как это имеет место в других циклонах различных конструкций. Прямой вихрь, образованный винтовым направляющим аппаратом *1*, рассекается выходным патрубком *2* на центральную часть, несущую в значительной мере обеспыленный воздух в сборную выходную коробку, и периферическую часть. Эта часть отжимается к стенкам трубы конической насадкой *3* и несет пылегазовую смесь весьма высокой концентрации, поступающую далее в пылесборную коробку *4*; от нее вентилятором *5* через небольшой циклон *6* отсасывается 15÷20% всего очищаемого объема газа.

Мультициклонов ЦГ-1 с диаметром 150÷250 *мм* не применяют на элеваторах, мельницах, крупяных и комбикормовых заводах, так как даже при отделении летучей золы, сцепляемость которой значительно меньше, чем сцепляемость мучной пыли, пылевыводящий патрубок $d=50 \div 75$ *мм* часто забивается пылью. Кроме того, наличие волокнистых

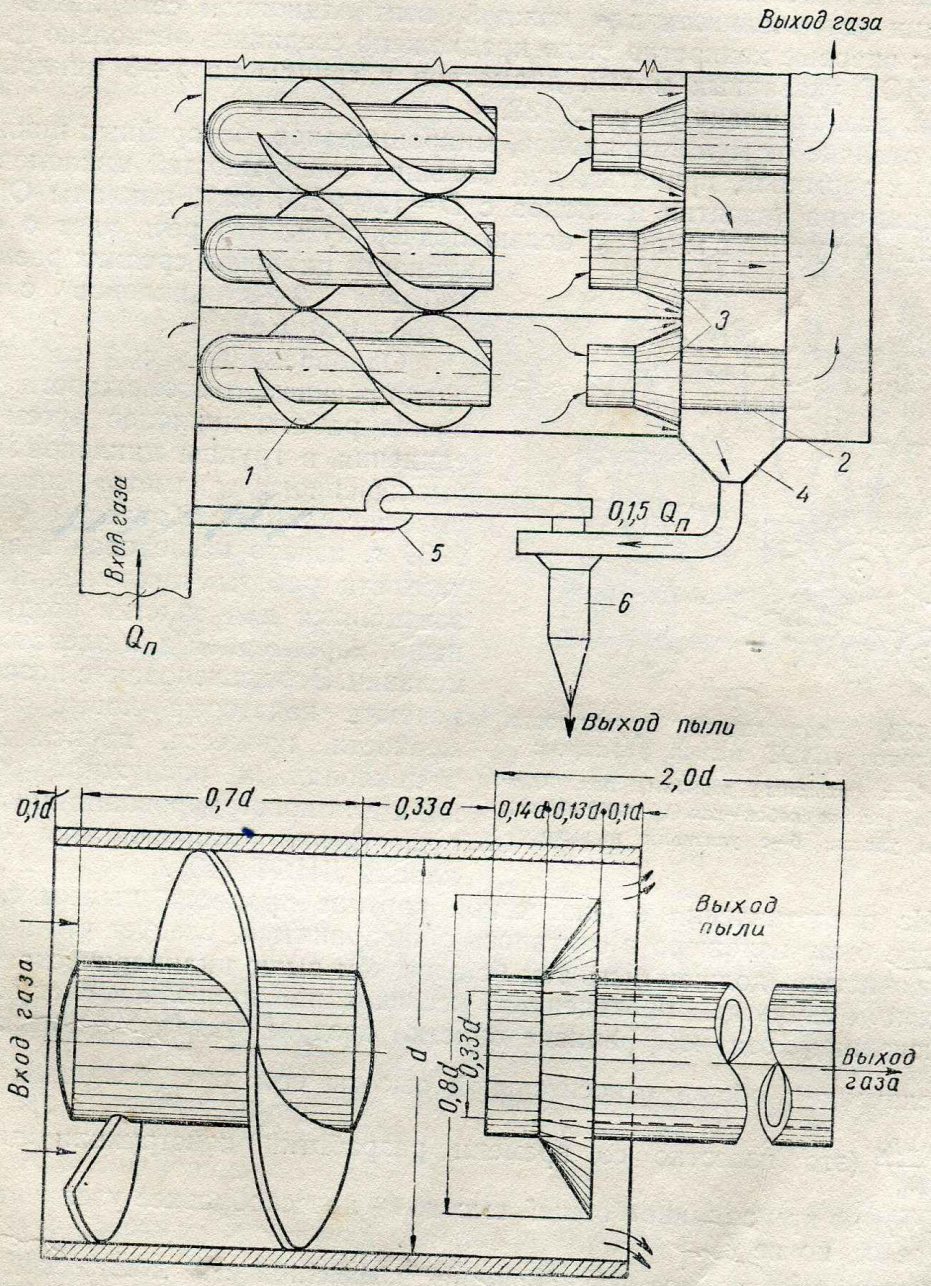


Рис. 137. Прямоточный мультициклон ВТИ

включений в пылевоздушных смесях элеваторов и зерноочистительных отделений (обломки колосьев, стеблей, ости и цветочные пленки) может существенно ухудшать работу тех и других мультициклонов, так как волокна будут задерживаться направляющими аппаратами.

36. ГРУППОВЫЕ ЦИКЛОНЫ ОМЭИ

Циклоны ОМЭИ Одесского института инженеров мукомольной промышленности и элеваторного хозяйства, ныне Технологического института имени И. В. Сталина, представляют собой циклоны чисто конице-

ского типа, разработанные автором и установленные на одной из мельниц Чкаловского треста Главмуки еще в 1943 г.

С целью повышения эффективности циклонов в 1939 г. было предложено (39) ограничить номенклатуру циклонов типа ЛИОТ тремя небольшими диаметрами ($D_н$=400, 550 и 800 *мм*) и решительно, в соответствии с мнениями других авторов (38), отказаться от устарелой традиции устанавливать для каждой вентиляционной сети лишь один циклон; впервые конкретно было предложено соединять несколько циклонов ЛИОТ указанных малых диаметров в группы по 2÷8 циклонов в каждой, как показано на рис. 138.

В отличие от мультициклонов, микроциклонов, батарейных циклонов и других терминов, принятых для больших совокупностей циклонов малого диаметра (десятки циклонов с D=120÷250 *мм*), циклоны ОМЭИ названы групповыми с целью подчеркнуть, что речь идет о совокупности циклонов средних размеров (обычно 2÷8 циклонов с D= =250÷600 *мм*).

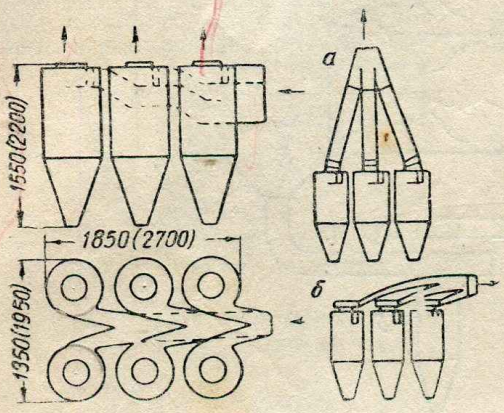


Рис. 138. Возможности группировки циклонов ЛИОТ малых размеров:

(в скобках указаны размеры для $Q_ц$= =18 000 *м³/час*, вне скобок—для $Q_ц$ =9000 *м³/час*); *а*—без улиток; *б*—с улитками на выходе

Одновременно со сделанным предложением о возможности улучшения работы циклонов путем объединения в группы циклонов ЛИОТ уменьшенного диаметра нами совместно с Л. И. Коцяром было в 1939 г. начато исследование эффективности работы циклонов, использовавшихся для очистки воздуха от пыли, характерной для элеваторов и мельниц. Это исследование позволило вскрыть некоторые новые закономерности процесса, происходящего в циклонах, и послужило основанием для конструирования циклонов, существенно отличающихся от циклонов ЛИОТ (40).

Из представления о физической картине процесса пылеотделения, которое было изложено и считалось общепринятым, следует что коэффициент очистки должен быть тем больше, чем выше цилиндрическая часть циклона. Результаты проведенного исследования привели к следующему заключению: хотя коэффициент очистки воздуха циклоном повышается с увеличением общей относительной высоты его, т. е. величины $\frac{h_o}{D_н} = \frac{h_ц + h_к}{D_н}$ (это известно со времени разработки конструкции циклона ЛИОТ), но при заданной общей высоте h_0 целесообразнее увеличить слагаемое $h_к$, но не $h_ц$.

Экспериментальное исследование эффективности конической части циклона показало, что при неизменном наружном диаметре циклона увеличение высоты конуса вплоть до $h_к$= (2,5÷3,2) $D_н$ повышает коэффициент очистки воздуха. Следовательно, коническая часть циклона не является пассивной частью его, предназначенной лишь для сбора пыли, отделяемой в цилиндрической части, как это ошибочно утверждается даже в некоторых учебниках (16).

Придя к заключению, что на исследованных видах пыли отделение ее происходит главным образом в конической части циклона, мы сконструировали и успешно применили в производственных условиях на ряде предприятий Главмуки циклоны чисто конического типа, нормаль которых изображена на рис. 139. Они отличаются легко осуществимой

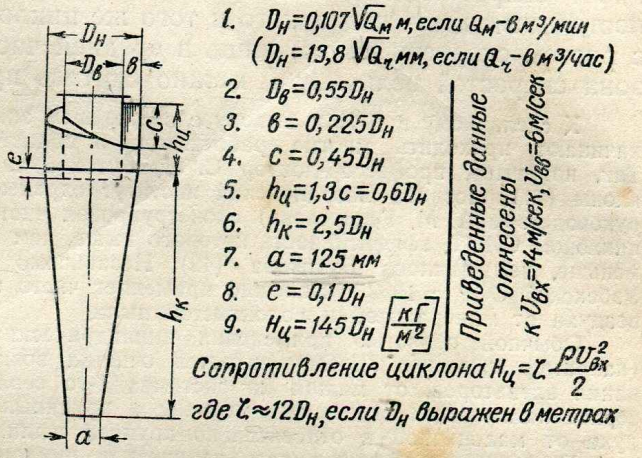
возможностью изготовления их на месте проведения монтажных работ (наряду с воздуховодами) и относительно высокой эффективностью отделения пыли при небольшой общей высоте.

Наряду с этими циклонами возможно, если это позволяют условия монтажа, применение более высоких циклонов ОМЭИ-в; общая высота их доходит до 4 $D_н$ при $h_к = 3{,}1\ D_н$, $c = D_в = 0{,}65\ D_н$ и $b = 0{,}175\ D_н$. Циклоны ОМЭИ-в имеют при том же значении $D_н$ несколько повышенные Q и $\eta_п$.

Испытания циклонов ОМЭИ в лабораторных и производственных условиях показали, что увеличение крупности частиц пыли, поступающей в циклон, не всегда повышает величину $\eta_п$, а иногда и снижает ее. Это приводит к парадоксальному выводу: чем тоньше некоторые виды пыли, тем выше коэффициент очистки воздуха от них. Такие результаты испытаний, противоречащие обычным представлениям о процессе в циклоне, привели к предположению о преобладающем во многих случаях влиянии сил сцепления мелких, легко слипающихся частиц пыли; увеличение их количества может приводить к возрастанию коэффициента очистки воздуха циклонами.

Коэффициент очистки воздуха циклонами ОМЭИ доходит при обычных концентрациях до 96—98%, колеблясь в зависимости от вида отделяемой пыли; при высоких концентрациях пылевоздушной смеси, например в случаях применения для установок пневматического транспорта продуктов помола пшеницы, он достигает 99,5%, а иногда и большей величины.

Как показали исследования ВНИИЗ, конические циклоны ОМЭИ имеют весьма устойчивый, очень мало зависящий от входной скорости коэффициент очистки воздуха.



$Q_м$ ($м^3$/мин)	$D_н$ (мм)	$D_в$ (мм)	$h_ц$ (мм)	$h_к$ (мм)	b (мм)	c (мм)	ζ	$H_ц$ ($кГ/м^2$)
5	240	130	145	600	55	110	2,9	35
10	340	190	205	850	75	155	4,1	50
15	415	230	250	1040	90	190	5,0	60
20	480	270	290	1200	105	220	5,9	70
25	535	295	320	1350	120	250	6,6	80
30	585	320	350	1450	150	275	7,2	85

Рис. 139. Проектная нормаль группового циклона ОМЭИ

На многих видах пыли кривая $\eta_п$—$v_{вх}$ для циклонов ОМЭИ имеет некоторую, весьма небольшую, обращенную вверх выпуклость, достигающую максимума при скорости входа в пределах 12÷14 *м/сек*; на эту скорость и рассчитана серия циклонов ОМЭИ, показанная на рис. 139. При подборе по этой нормали следует учитывать присущую циклонам ОМЭИ устойчивость коэффициента очистки воздуха в достаточно широких пределах входной скорости; поэтому без заметного изменения коэффициента очистки циклоны ОМЭИ можно перегружать или недогружать в пределах ±35% от указанного в нормали, т. е. входная скорость может изменяться в пределах от 9 до 19 *м/сек*.

Устойчивость величины коэффициента очистки воздуха весьма важна и для эксплуатации циклонов, особенно при переменном режиме вентиляционных сетей: потери хлебопродуктов не увеличиваются при изменении подачи воздуха против проектной величины.

Кроме того, следует указать еще на одну особенность циклонов ОМЭИ: коэффициент сопротивления ζ, принимаемый обычно за величину, постоянную для данной конструкции, и не зависящий ни от скорости входа, ни от абсолютных размеров, оказывается в пределах $D_н = 180 \div 600$ *мм* растущим почти прямо пропорционально наружному диаметру. Приближенно

$$\zeta = mD_н, \qquad \text{(IX-8)}$$

где $D_н$ — в метрах, а величина m равна около 12; отклонения от этой величины m находятся в пределах $\pm 10\%$. Зависимость эта выявляется на чисто конических циклонах. Причины обнаруженного влияния $D_н$ на величину ζ детально пока не изучены. Следует отметить, что коэффициент сопротивления, как показали исследования, не является вполне постоянным даже для одного и того же циклона, несколько увеличиваясь с ростом скорости входа; лишь в средней части осуществляемого диапазона скоростей величину ζ можно считать приближенно постоянной.

К сделанному в 1941 г. выводу о важнейшем значении конической части циклона начинают приходить многие работающие в области обеспыливающей вентиляции. Так, например, профессор-доктор С. Е. Бутаков также предлагает конические циклоны (41). Позднее Свердловский институт охраны труда ВЦСПС (коллектив под руководством А. М. Гервасьева) сконструировал чисто конический циклон, названный циклоном СИОТ, эффективность которого выше, чем циклона ЛИОТ, а сопротивление меньше, чем циклона Бутакова (42). Независимо от этих работ НИИХлопкопром Узбекской ССР с 1952 г. успешно применяет чисто конические циклоны для очистки воздуха от минеральной и волокнистой пыли.

Обычной областью применения цилиндрических циклонов большого диаметра (например циклонов ЛИОТ) является очистка воздуха, отсасываемого от оборудования элеваторов, от машин на системах 1-го сепарирования и 1-го шелушения в зерноочистительных отделениях мельниц и крупяных заводов, т. е. при очистке воздуха от малоценной и относительно крупной пыли.

Повышенная эффективность конических циклонов ОМЭИ позволила в 1943 г. на мельнице № 1 Чкаловского треста Главмуки заменить ими громоздкие и устаревшие нагнетательные фильтры. На этой же мельнице еще в 1944 г. впервые был осуществлен замкнутый цикл воздуха в зерноочистительных машинах: относы после предварительного и окончательного продувания зерна отделялись в обычных осадочных камерах, после чего воздух поступал для вторичной очистки групповыми циклонами ОМЭИ, установленными из-за незначительных размеров на станинах машин, и далее возвращался в продувочные каналы машин. Так как возвращавшийся в продувочные каналы воздух мало отличался по чистоте от атмосферного, трудно устранимое поступление некоторых объемов воздуха из замкнутого воздуховода в здание цеха не вызывало заметного выделения пыли.

37. БАТАРЕЙНЫЙ ЦИКЛОН ВНИИЗ-НИОГАЗ

В 1949 г. ВНИИЗ рекомендовал Главмуке применять батарейные циклоны ВНИИЗ-НИОГАЗ [1] (рис. 140).

В сравнении с элементом группового циклона ОМЭИ элемент циклона ВНИИЗ-НИОГАЗ имеет следующие относительные размеры, если их подсчитать по отношению к $D_н$ (см. рис. 139, 140):

	ОМЭИ	ВНИИЗ-НИОГАЗ
диаметр выхлопной трубы	$D_в = 0{,}55$	$0{,}60\ D_н$
ширина входного отверстия	$b = 0{,}22$	$0{,}20\ D_н$
высота входного отверстия	$c = 0{,}45$	$0{,}58\ D_н$
высота конической части	$h_к = 2{,}5 \div 3{,}1$	$2{,}00\ D_н$
высота цилиндрической части	$h_ц = 0{,}6$	$2{,}17\ D_н$
углубление выхлопной трубы	$h_т = —$	$0{,}775\ D_н$
пылевыводящее отверстие	$a = 125$ *мм*	$0{,}40\ D_н$
коэффициент сопротивления	$\zeta = \frac{2H_ц}{\rho v_{вх}^2} = 4{,}4$	4,60

[1] Научно-исследовательский институт очистки промышленных газов при тресте Газоочистка; форма циклонов разработана этим институтом.

Циклон ВНИИЗ-НИОГАЗ представляет собой конструкцию, весьма близкую к циклону ОМЭИ, но с большей в 3,5 раза $\left(\frac{2,18}{0,6}\right)$ высотой цилиндрической части; по нашей классификации — это циклон переходной формы $\left(\frac{h_ц}{h_к}=\frac{2,17}{2,9}\approx 1\right)$, т. е. с одинаково развитыми цилиндрической и конической частями.

По сравнению с циклоном ЛИОТ циклон НИОГАЗ имеет бо́льшую высоту как цилиндрической, так и конической части (для ЛИОТ $h_ц\approx 1,5\,D_н$ и $h_к\approx 1,2\,D_н$); однако, как следует предположить, повышение коэффициента очистки воздуха циклонами НИОГАЗ достигается главным образом в результате увеличения именно конической части.

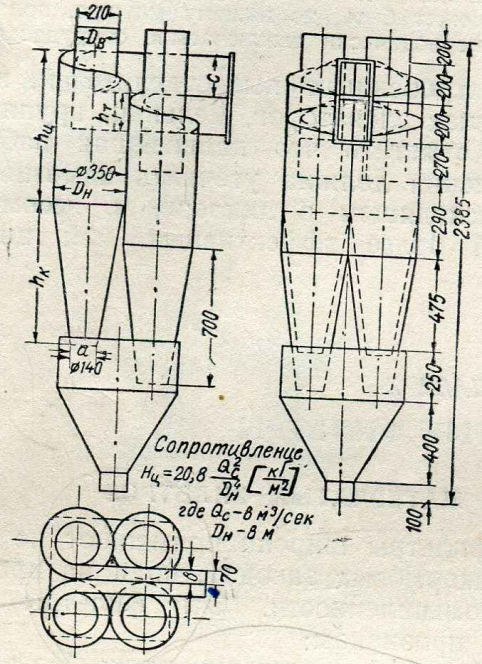


Рис. 140. Батарейный циклон ВНИИЗ-НИОГАЗ

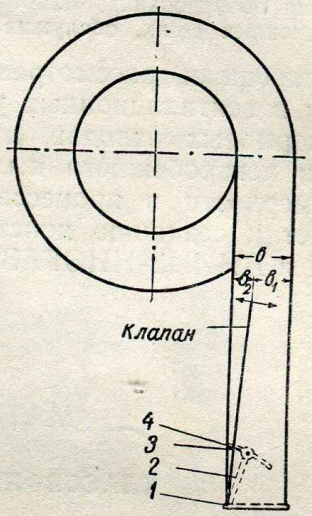


Рис. 141. Клапан для регулирования коэффициента очистки воздуха циклонами:

1—ось клапана; *2*—рукоятка клапана; *3*—секторная рамка; *4*—барашек для крепления рукоятки клапана к секторной рамке

В испытаниях, проведенных ВНИИЗ, коэффициент очистки воздуха от пыли, характерной для зерноочистительного отделения, при $D_н=350$ *мм* составлял 97÷99% в пределах $v_{вх}=11\div 23$ *м/сек*, повышаясь в этих пределах с увеличением $v_{вх}$; сопротивление циклона НИОГАЗ увеличивалось при этом от 30 до 150 *кГ/м²*. При этих же условиях коэффициент очистки воздуха циклонами ЛИОТ был на 3% ниже (43).

Циклон НИОГАЗ, испытанный в батарее, при $D_н=350$ *мм* имеет коэффициент очистки воздуха несколько больший, чем циклон ОМЭИ при $D_н=400$ *мм*; следует полагать, что значительной разницы в величине $\eta_п$ для циклонов ОМЭИ и ВНИИЗ-НИОГАЗ не должно быть вследствие большого сходства их конструкций.

Сопротивление циклона ВНИИЗ-НИОГАЗ любого диаметра может быть охарактеризовано впервые полученным ВНИИЗ в этой форме выражением (43)

$$H_ц=20,8\,\frac{Q^2}{D_н^4},$$

или соответствующим ему $\zeta=4,6$.

По данным ВНИИЗ, пропускная способность циклона с единственно рекомендуемым им диаметром $D_н=350$ *мм* равна около 15 *м³/мин*,

что соответствует скорости входа $v_{вх}=17{,}9$ *м/сек*. По рекомендуемой $v_{вх}$ можно определить площадь поперечного сечения входного отверстия

$$f_{вх}=\frac{Q_м}{60v_{вх}}=bc=0{,}20D_н\cdot 0{,}58D_н=0{,}116D_н^2,$$

и отсюда по заданному $Q_м$ необходимую другую величину $D_н$.

Заслуживает внимания предлагаемый ВНИИЗ клапан для регулирования коэффициента очистки воздуха циклонами НИОГАЗ (рис. 141). Он увеличивает скорость входа воздуха в циклон и отклоняет поток к наружной стенке циклона, т. е. уменьшает радиальный путь, который должна пройти частица пыли для соприкосновения ее с наружной стенкой циклона.

Дросселирование потока подобным клапаном, несомненно, вызовет некоторое уменьшение объема воздуха, отсасываемого от оборудования и подаваемого в циклон; поэтому чрезмерное прикрытие клапана может резко ухудшить эффект обеспыливания оборудования. Клапан этот может быть, по нашему мнению, полезен в вентиляционных сетях, обслуживающих периодически выключаемое оборудование.

Заканчивая рассмотрение центробежных пылеотделителей, применяемых в вентиляционных установках элеваторов, мельниц, крупяных и комбикормовых заводов, следует отметить, что дальнейшая работа в области центробежного пылеотделения должна уточнить наметившиеся закономерности в процессе, происходящем в циклоне, и, несомненно, приведет к созданию конструкций более эффективных, чем циклоны ОМЭИ и ВНИИЗ-НИОГАЗ.

ГЛАВА X

МАТЕРЧАТЫЕ ФИЛЬТРЫ

38. КЛАССИФИКАЦИЯ МАТЕРЧАТЫХ ФИЛЬТРОВ

Матерчатые, или тканевые, фильтры широко применяют не только на мельницах, крупяных и комбикормовых заводах, но и на предприятиях многих других отраслей промышленности. Эти фильтры можно классифицировать по следующим признакам:

1. *Давление, при котором работает фильтрующая ткань.* По данному признаку матерчатые фильтры можно разделить на

— всасывающие, т. е. такие, из которых воздух отсасывается вентилятором, и ткань работает под разрежением с обеих ее сторон, либо, по крайней мере, с выходной стороны и

— нагнетательные, т. е. такие, в которые воздух нагнетается вентилятором, и ткань работает под избыточным давлением, хотя бы на одной, входной ее стороне.

Деление это в значительной мере условно, так как каждый всасывающий фильтр при весьма небольших изменениях можно использовать как нагнетательный и нагнетательный как всасывающий.

2. *Форма и способ расположения элементов фильтрующей ткани.* По этому признаку фильтры можно подразделить на:

— рукавные (см. рис. 12);

— рамные, причем эти элементы могут быть расположены вертикально, лучеобразно и другими менее распространенными способами.

3. *Способ очистки ткани от пыли.* По данному признаку следует различать:

— во-первых, фильтры с непрерывной и периодической очисткой ткани;

— во-вторых, фильтры с механическим отряхиванием ткани, с обратным продуванием ткани и фильтры с комбинированной очисткой ткани путем отряхивания и обратного продувания ее;

— в-третьих, фильтры с местными очищающими механизмами (чисто механическими, пневматическими и электромеханическими) и фильтры с очищающими механизмами, управляемыми на расстоянии.

На элеваторах, мельницах, крупяных и комбикормовых заводах наиболее распространены всасывающие вертикально-рукавные фильтры с периодической, автоматически включаемой, комбинированной очисткой ткани. Нагнетательные вертикально-рукавные фильтры в настоящее время уже не рекомендуется устанавливать на мельницах и крупозаводах из-за их существенных конструктивных недостатков (плохая очистка ткани и др.). Это, однако, не значит, что применяемые на тех же предприятиях конструкции всасывающих фильтров свободны от недостатков, которые настолько велики (огромные присосы воздуха и др.), что возникает настоятельная необходимость в работе над созданием новых, более совершенных конструкций фильтров.

39. ВИДЫ, ОЦЕНКА КАЧЕСТВА И РАБОТА ФИЛЬТРУЮЩИХ ТКАНЕЙ

Фильтрующая ткань — основной рабочий элемент матерчатых рукавных фильтров, от которого зависят степень очистки воздуха от пыли и сопротивление этих пылеотделителей.

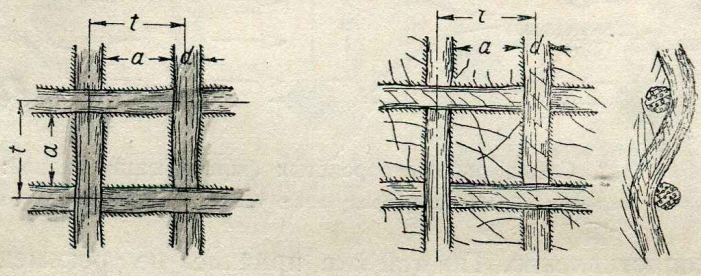


Рис. 142. Вид ячейки фильтрующей ткани (к формулировке требований, предъявляемых к ней):
слева—гладкая ткань; справа—ворсистая ткань

При оценке пригодности ткани в качестве фильтрующей следует предъявлять два требования:

— малая величина каждого отверстия ткани, что характеризует способность ее задерживать наиболее трудно отделимые тонкие фракции пыли;

— большая площадь живого сечения ткани, что характеризует большую пропускную способность ее при небольших потерях давления.

Эти требования на первый взгляд противоречат одно другому, так как известно, что, чем меньше величина каждой отдельной ячейки ткани, тем меньше площадь ее живого сечения; действительно, в соответствии с обозначениями, приведенными на рис. 142, площадь живого сечения

$$\overline{F}_{ж} = \frac{a^2}{t^2} = \left(\frac{t-d}{t}\right)^2 = \left(1-\frac{d}{t}\right)^2$$

и уменьшается с ростом отношения толщины d нитей к шагу t между ними. Исходя из необходимости поддержания требующейся механической прочности ткани при уменьшении величины пролета и шага ячейки (a и t), толщину нитей хотя и уменьшают, но не прямо пропорционально уменьшению t, а с некоторым отставанием, определяющим увеличение отношения $\frac{d}{t}$ и уменьшение $\overline{F}_{ж}$, т. е. снижение пропускной способности фильтрующей ткани.

Таким образом, сгущение фильтрующей ткани имеет и отрицательную сторону. Однако противоречивость указанных требований только кажущаяся: с применением ворсистой ткани (см. рис. 142, справа) при относительно большой величине пролета *а* ячейки и большом живом сечении ткани тонкие нити ворса, перекрывая во многих направлениях пролет ячейки, задерживают частицы пыли, которые по размерам значительно меньше пролета *а*.

Ворсистую ткань труднее очищать от пыли обычным отряхиванием рукавов фильтра; необходимо одновременно и обратное продувание ткани, применяемое, как известно, во всасывающих фильтрах (см. рис. 12). Малоинтенсивная очистка ткани нагнетательных фильтров требует применения гладкой ткани типа суровой бязи, а при очистке всасывающих фильтров со встряхиванием и обратным продуванием рукавов возможно применение более эффективной, ворсистой ткани. Следует отметить, что ворсистые ткани неприменимы для очистки воздуха от волокнистой пыли, которая с трудом отделяется от ворсистой ткани и поэтому резко увели-

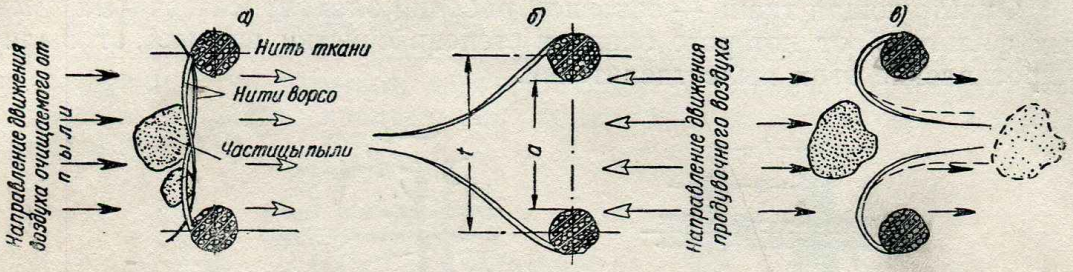


Рис. 143. Схема работы ворсистых фильтрующих тканей:
а—рабочее положение; *б*—обратное продувание ткани; *в*—пылевой пробой ткани

чивает ее сопротивление. По той же причине не рекомендуется применять ворсистую ткань для очистки воздуха, отсасываемого от машин, предварительно очищающих зерно (так называемая «черная очистка»); этот воздух уносит с собой цветочные пленки, обломки остей колоса и другие частицы, цепко удерживающиеся на ворсистой поверхности ткани.

Поэтому для очистки воздуха, отсасываемого от оборудования элеваторов и машин, предварительно очищающих зерно на мельницах и крупозаводах, включая системы 1-го шелушения, применяют обычно циклоны; следует отметить, что и в указанных случаях возможно применение всасывающих фильтров, но с рукавами из гладкой ткани.

Ворс фильтрующих тканей должен быть относительно тонким, но в то же время достаточно упругим, с длиной, перекрывающей пролет ячейки, и, кроме того, односторонним.

Основное требование — тонина ворса — предусматривает большую величину живого сечения ткани, т. е. ее бóльшую пропускную способность при небольшом сопротивлении. Требование, касающееся упругости ворса, предусматривает нежелательность скручивания нитей ворса в узелки, характерного для ворсинок бумажной фланели и байки после их стирки. Такое связывание отдельных ворсинок, не наблюдающееся при использовании шерстяных и полушерстяных тканей с упругим ворсом, мешает правильной работе ворсистых фильтрующих тканей, схема которой показана на рис. 143.

Односторонний ворс располагают так, чтобы его прижимал к ткани очищаемый от пыли воздух. Ворсинки при достаточной длине и упругости опираются своими свободными концами на нити ткани и другие ворсинки, образуя, таким образом, упругую решетку (см. рис. 143,*а*); она несет без продавливания на другую сторону ткани всю нагрузку, вызываемую давлением движущегося воздуха на ворсинки и задержи-

ваемые ими частицы пыли. Если недостаточно упругие ворсинки при большой разности давлений по обе стороны ткани будут выдавлены на ее другую сторону (см. рис. 143,*в*), то при этом резко снизится коэффициент очистки воздуха. Такого рода явление называют пылевым пробоем фильтрующей ткани, при котором даже относительно крупные пылинки легко проскальзывают через продавленную упругую решетку из ворсинок; при обратном продувании ткани с целью очистки ее (см. рис. 143,*б*) упругие, не связанные одна с другой ворсинки выпрямляются, сбрасывая с себя частицы пыли, удерживаемые ими в рабочем положении ворсинок (см. рис. 143,*а*).

Такова роль ворса фильтрующих тканей, который, как указывалось, должен быть односторонним. Наличие его с выходной стороны ткани существенно не увеличит количества задерживаемой пыли, вследствие выпучивания ворсинок, но ухудшит обратное продувание ткани из-за втискивания ворсинок выходной стороны в ячейки и вызываемого в связи с этим сужения их просветов. Поэтому односторонний ворс следует располагать внутри рукавов фильтра, а не снаружи, где он будет использован значительно хуже.

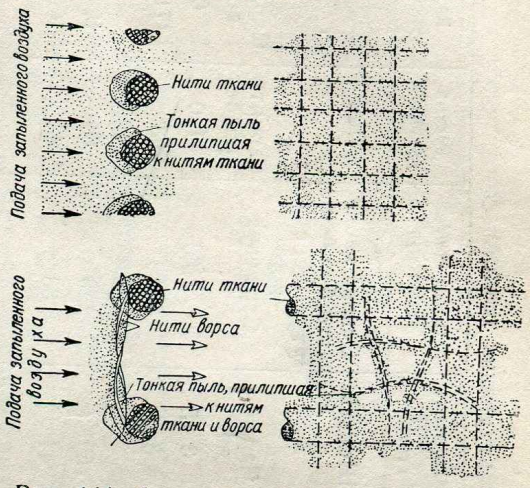


Рис. 144. Схема очистки воздуха, обусловливаемой прилипанием частиц пыли к ткани и сцеплением их:

вверху—гладкая ткань; внизу—ворсистая ткань

Рассмотренная схема работы ворсистых фильтрующих тканей иллюстрирует лишь чисто механический процесс задерживания относительно крупных частиц, аналогичный процессу просеивания на ситах. Наряду с этим не меньшее, если не большее, значение имеет и физико-химический процесс задерживания пылинок. Он заключается в прилипании мелких частиц пыли под влиянием межмолекулярных сил вначале к нитям и ворсинкам ткани, а затем в сцеплении пылинок между собой, которое, как указывалось в главе VI, 19, особенно ощутимо для мелких частиц и тонких ворсинок.

Частицы пыли, ударяясь о нити ткани и ворса, прилипают к ним под влиянием молекулярных сил сцепления (рис. 144), постепенно увеличивая сопротивление фильтрующей ткани и коэффициент очистки воздуха ею; это происходит вследствие сужения просветов ячеек, нити и ворсинки которых обрастают все более толстым слоем пыли. Однако при чрезмерном накоплении пыли на нитях и ворсинках, вызванном несвоевременной очисткой ткани, пыль под влиянием возрастающей разности давлений может срываться с ее поверхности и снова поступать в воздушный поток, снижая коэффициент очистки воздуха.

В матерчатых фильтрах, устанавливаемых на мельницах, крупяных и комбикормовых заводах, применяют чисто шерстяные, полушерстяные и хлопчатобумажные ткани, гладкие — для вертикально-рукавных нагнетательных фильтров и ворсистые — для всасывающих фильтров с интенсивной очисткой рукавов.

Краткая характеристика строения и качества некоторых из фильтрующих тканей приведена в табл. 7.

Сопротивление незапыленной ткани может быть выражено той же формулой, которая была приведена для матерчатых фильтров в целом:

$$H_т = B \cdot v_ф^n = B \cdot Q_ф^n, \qquad \text{(VIII-9)}$$

Таблица 7

Характеристика фильтрующих тканей

Элементы характеристики	Шерстяная байка	Шерстянка „Мельстрой"	Саржа полушерстяная	Редкий двуниток	Бязь суровая	Хлопчатобумажная	Фланель легкая	Фланель тяжелая
Материал ткани	Шерсть	Шерсть	Основа хлопчато-бумажн., уток шерстяной	Лен	Хлопчато-бумажная пряжа			
Вид переплетения нитей	Саржевое	Саржевое	Саржевое	Гарнитуровое	Саржевое	Саржевое	—	—
Толщина ткани в *мм*	1,56	3,75	1,60	1,0	0,6	1,07	—	—
Вес 1 $м^2$ ткани в *г*	356	463	300	203	171	362	185	397
Количество нитей, приходящихся на 50 *мм*:								
по основе	104	59	118	66	128	105	169	109
по утку	85	44	83	43	106	180	99	146
Толщина нитей в *мм*:								
основы	0,47	0,83	0,40	0,43	0,29	0,24	0,10	0,16
утка	0,44	0,83	0,46	0,45	0,28	0,63	0,21	0,20
Крутка нитей на 2,5 *см*:								
основы	13,3	4,3	12,4	5,9	14,1	24,0	—	—
утка	11,5	3,5	7,3	4,1	12,1	6,8	—	—
Наличие ворса	Сво	Дво	Сво	Бв	Бв	Бв	Сво	Двд
Величины, характеризующие сопротивление ткани:								
чистой в выражении (VIII-9) $B \cdot 10^3$	4,97	5,03	5,34	0,029	3,24	7,56	—	—
n	1,10	1,01	1,11	1,46	1,17	1,14	—	—
запыленной в выражении (X-1) $z \cdot 10^3$	119,5	79,1	198	0,273	91,5	245	—	—
Коэффициент очистки воздуха $\eta_п$ %	96	99	—	45	55	86	—	—

Примечания: 1. Обозначения ворса: Сво—средний ворс односторонний; Дво—длинный ворс односторонний; Двд—длинный ворс двусторонний; Бв—без ворса.

2. Величины $\eta_п$ и z относятся к минеральной пыли с крупностью частиц 90 μ и менее; $\eta_п$ получено при $v_ф = 700$ *м/час* и запыленности ткани $\beta = 30$ *г/м²*.

но с другими величинами B и n, экспериментально найденными Е. В. Рекк (см. табл. 7). Для редкой крупноячеистой ткани показатель степени n значительно больше единицы, а для густых тканей приближается к ней по причине, отмечавшейся уже в главе VIII,28; при этом коэффициент B, характеризующий величину сопротивления ткани, увеличивается для более густых тканей.

Сопротивление чистой ткани, характеризуемое величинами B и n, крайне ничтожно по сравнению с сопротивлением фильтров в условиях их эксплуатации и составляет при обычных напряжениях ткани $1 \div 3$ $кГ/м^2$. Между тем сопротивление всасывающих фильтров в производственных условиях находится обычно в пределах $35 \div 90$ $кГ/м^2$; такая разница вызвана главным образом запылением ткани при работе фильтра.

Степень запыленности можно характеризовать увеличением веса 1 $м^2$ ее (β $кГ/м^2$); величина эта при загрязнении ткани пылью с постоянным удельным и объемным весом дает представление о сужении просветов. Запыление ткани тем более резко повышает ее сопротивление, чем более высоким сопротивлением в чистом состоянии отличается данная ткань (рис. 145).

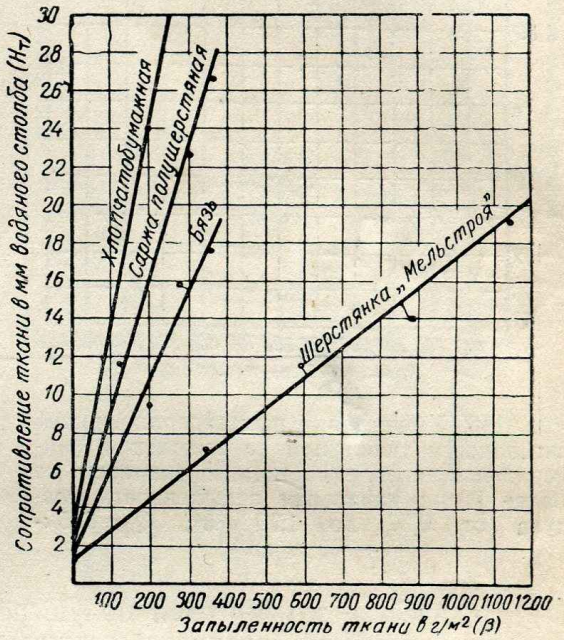


Рис. 145. Повышение сопротивления ткани при ее запылении (пыль минеральная, отсасываемая от пескоструйных аппаратов с частицами размером 90 μ и менее; $Q_ф = 200$ $м/час$)

Учитывая относительно малую изменяемость n, можно приближенно считать, что возрастание сопротивления ткани при ее запылении характеризуется увеличением коэффициента B, пропорциональным степени запыленности β, т. е. равным $z\beta$.

В соответствии с этим сопротивление ткани в зависимости от степени запыленности и напряжения ее

$$H_т = (B + z\beta)Q_ф^n = CQ_ф^n. \qquad (X\text{-}1)$$

Величины z для испытанных тканей приведены в табл. 7. Величины $H_т$, исчисляемые по выражению (X-1), отклоняются от данных опыта не более чем на $\pm 20\%$.

При постоянной весовой запыленности ткани (β) сопротивление ее возрастает по мере уменьшения удельного и объемного веса пыли под влиянием большего сужения просветов.

Пылезадерживающая способность ткани при небольших степенях запыления ее несколько возрастает. Но уже при повышении сверх 100—300 $г/м^2$ она начинает падать (рис. 146): при больших скоростях фильтрации ($Q_ф$) по мере увеличения запыленности ткани разность давлений по обе стороны возрастает, очевидно, до такой степени, что в наиболее слабых местах нити отдельных ячеек начинают раздвигаться под действием уплотняющейся и заклинивающейся в них пыли. Осмотр значительно запыленных тканей подтверждает эти соображения, так как пыль на них не лежит слоем равномерной толщины. Во многих местах наблюдаются кратерообразные углубления и отверстия, подтверждающие этот своеобразный «пылевой пробой» ткани.

И. А. Кудачков (Ленинградский институт охраны труда — ЛИОТ), испытавший вертикально-рукавный нагнетательный фильтр на элеваторе одного из ленинградских

мелькомбинатов, нашел, что запыленность воздуха после прохождения его через фильтр по мере увеличения запыленности ткани снижается.

Некоторое повышение коэффициента очистки воздуха по мере увеличения запыленности ткани отмечалось также и нами в исследованиях фильтрующих качеств ткани при постоянстве разности давлений по обе стороны ткани и одновременном снижении скорости фильтрации $Q_ф$. Чем больше пылевая емкость фильтрующего органа, тем отчетливее наблюдается некоторое повышение $\eta_п$ с ростом запыленности его, т. е. со временем работы фильтра.

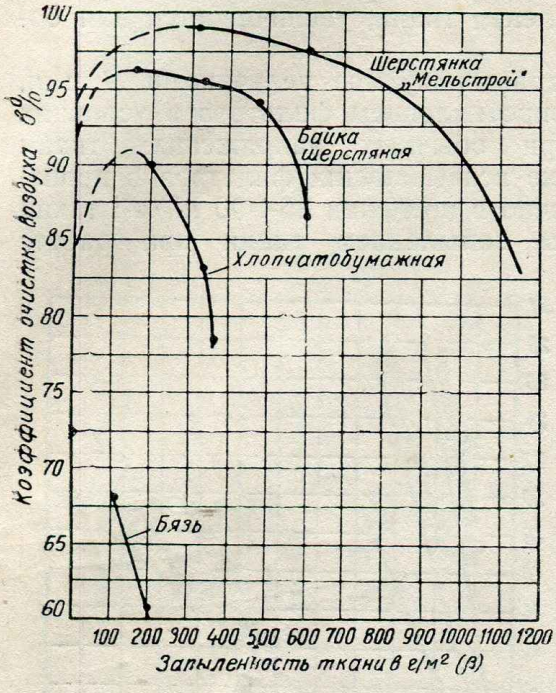


Рис. 146. Уменьшение пылезадерживающей способности ткани при ее запылении (минеральная пыль с частицами размером не более 90 μ; начальная запыленность воздуха от 0,57 до 1,70 *г/м*³; $Q_ф$=655÷÷785 *м/час*)

С увеличением скорости фильтрации воздуха пылезадерживающая способность ткани падает (рис. 147); особенно это заметно при $Q_ф > 200$ *м/час*.

На рис. 145 и 146 было показано подтверждаемое опытом положительное влияние ворса фильтрующих тканей. Действительно, наименьшим сопротивлением и наибольшим коэффициентом очистки воздуха обладает «шерстянка Мельстроя», имеющая длинный ворс и весьма незначительную крутку нитей, делающую их пористыми. Подобными качествами обладает фильтровальное сукно, вырабатываемое ленинградской фабрикой «Красный ткач» специально для всасывающих фильтров, а также саржа полушерстяная (ОСТ-6716).

В качестве заменителей полушерстяной ткани могут быть рекомендованы: вельветин хлопчатобумажный (вес около 360 *г/м*², толщина ткани около 1,5 *мм*, число нитей на 50 *мм*: по основе ~ 110, по утку ~ 220) и замша бумажная (ОСТ-804).

Для вертикально-рукавных нагнетательных фильтров применяют гладкие ткани, например суровую бязь, т. е. хлопчатобумажную ткань полотняного переплетения, желательно из некрученой пряжи.

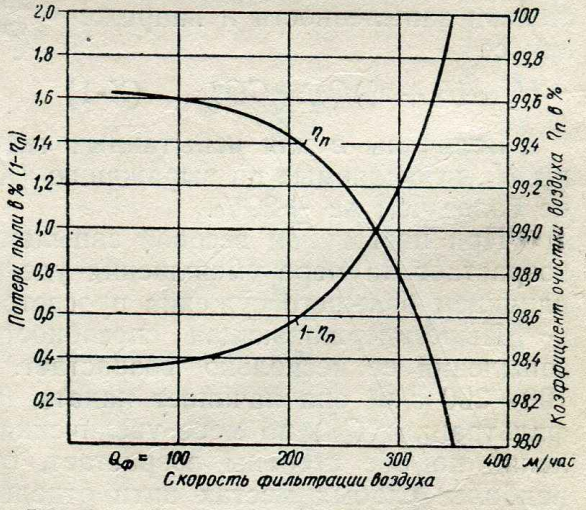


Рис. 147. Характер снижения коэффициента очистки воздуха и повышения потерь пыли всасывающим фильтром по мере увеличения скорости фильтрации

В настоящее время советскими учеными заложены основы теории такого сложного процесса, каким является процесс отделения пыли от газов пористыми фильтрами; эти основы подлежат дальнейшей аналитической и экспериментальной разработке.

Рассматривая процесс отделения пылинок от взвешивающей их движущей среды как процесс прилипания частиц к элементам фильтра, возникающий в результате удара пылинок об эти элементы (нити и ворсинки в случае использования матерчатого фильтра), И. А. Шепелев (ВНИИСТО) впервые показал возможность аналитического расчета пылезадерживающей способности пористых фильтров (44).

40. НАГНЕТАТЕЛЬНЫЕ МАТЕРЧАТЫЕ ФИЛЬТРЫ

Из конструкций нагнетательных фильтров наши заводы (например им. Воробьева) выпускали только вертикально-рукавный фильтр марки ЗФ с непрерывной очисткой ткани при помощи медленно движущейся вверх и вниз рамы (см. рис. 13). Установка этих фильтров на мельницах, крупяных и комбикормовых заводах воспрещена с 1952 г. Все действующие фильтры этой конструкции должны быть заменены другими, более эффективными пылеотделителями.

Поскольку в ближайшие годы они еще, повидимому, сохранятся на некоторых мельницах и крупорушках, мы приводим краткое описание вертикально-рукавного фильтра ЗФ.

Фильтр ЗФ представляет собой расположенную обычно под потолком вполне герметичную воздухоприемную коробку с патрубками в нижней части и подвешенными к ним бязевыми рукавами диаметром 125 *мм*. Нижние концы рукавов надевают на изготовленные из листовой стали короткие патрубки, заделанные в верхней крышке пылесборного бункера; в бункере расположен шнек, подводящий отделяемую пыль к шлюзовому затвору, который предотвращает возможность повышения давления в пылеотводящих самотечных трубах и, следовательно, возможность выделения пыли через их неплотности.

Запыленный воздух подается в верхнюю коробку и, пронизывая фильтрующую ткань рукавов, выходит наружу очищенным в той или иной степени, оставляя пыль на внутренних поверхностях рукавов. Очистку их от пыли производит рама, медленно движущаяся вверх и вниз со скоростью около 0,13 *м/сек* и подвешенная при помощи кулис к двум крючковым фасоннозвенным цепям. Вдоль и поперек рамы натянута толстая проволока, образующая решетку, в каждой ячейке которой слегка зажат рукав фильтра.

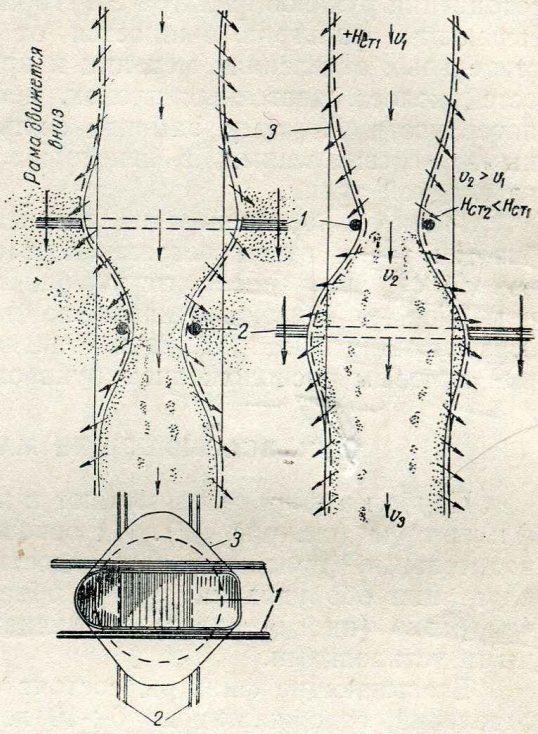


Рис. 148. Схематическое изображение принципа действия очищающей рамы вертикально-рукавного нагнетательного фильтра.

Недостатки этих фильтров, вызвавшие запрещение применения их на предприятиях, ясны из следующего.

На рис. 148 схематически показан принцип действия очищающей рамы: продольный *1* и поперечный *2* ряды проволоки натянуты в двух различных горизонтальных плоскостях и сжимают рукава *3* в двух взаимно перпендикулярных направлениях. Вследствие сжатия и уменьшения площади поперечного сечения рукава скорость движения воздуха v_1 повышается до v_2 и он с повышенной, но все же с весьма малой скоростью обдувает сжимаемые части рукавов, несколько способствуя этим сбрасыванию пыли, отслаивающейся при изломе рукавов. С повышением скорости от v_1 до v_2 давление в месте сужения падает до $H_{ст_2} < H_{ст_1}$, что также несколько облегчает отделение пыли от ткани.

Этот способ очистки нельзя, однако, признать сколько-нибудь удовлетворительным по следующим причинам:

1. Нижние части рукавов вследствие уменьшения скорости обдувания по высоте ($v_3 < v_1$ — см. рис. 148) очищаются значительно хуже, чем верхние, что является одной из причин интенсивного обрастания нижних частей их пылью.

2. Неравномерная по высоте рукавов очистка ткани ведет к неравномерному напряжению ее, резко повышенному в верхних частях рукавов, что снижает коэффициент очистки воздуха от пыли

3. Так как воздух непрерывно подается на ткань даже во время очистки, то осевший слой пыли оказывается прижатым к ней разностью давлений и током воздуха; поэтому очистка ткани от пыли существенно затрудняется.

4. Пыль, падающая с верхних частей рукавов, непрекращающимся током воздуха, направленным от их оси к окружности, снова подводится к ткани в нижних частях рукавов; она осаждается на них и вызывает в конце концов закупорку выходных отверстий и постепенное наполнение рукавов, что, как правило, выводит фильтр из строя и требует ручной очистки его.

Следует отметить, что гладкая ткань, которую используют для изготовления рукавов фильтра ЗФ, гораздо легче, чем ворсистая ткань всасывающих фильтров, очищается от пыли, выделяющейся в зерноочистительных отделениях мельниц и крупозаводов; она содержит обломки остей колоса, цветочных пленок, цепко удерживающихся на ворсистой поверхности. Поэтому, заменяя фильтры данного типа более совершенными, всасывающими, в некоторых случаях лучше применять рукава из гладкой ткани.

Значительно лучшим по сравнению с описанным является способ очистки ткани путем встряхивания с одновременным обратным продуванием ее. Этот способ, отличающийся большей интенсивностью и равномерностью очистки рукавов по длине их, применяют не только во всасывающих фильтрах, но и в нагнетательных фильтрах с радиальным или лучевым расположением рукавов [1].

41. ВСАСЫВАЮЩИЕ МАТЕРЧАТЫЕ ФИЛЬТРЫ

Наиболее широко применяют в настоящее время всасывающие фильтры (см. рис. 12). Их основной недостаток — большие непроизводительные [2] присосы воздуха, достигающие в условиях небрежной эксплуатации оборудования 100% объема очищаемого воздуха, в связи с чем резко (иногда вдвое) увеличивается расход энергии вентиляционными установками.

Всасывающие фильтры состоят обычно из нескольких (от 2 до 10) отделений, содержащих по 6÷10 вертикальных рукавов в каждом; отделения периодически, через равные промежутки времени, по одному автоматически выключаются для очистки фильтрующей ткани.

Завод им. Воробьева выпускал две конструкции всасывающих фильтров, деревянную и металлическую, в четырех размерах каждую (см. приложение VII).

Всасывающие фильтры Главпродмаша. Цикл работы всасывающего фильтра (рис. 149) слагается из двух различных периодов: очистки воздуха и очистки ткани.

В первый период рабочего цикла запыленный воздух через входную распределительную коробку *1* поступает в пылесборный ковш *2*; в нем под влиянием центробежных сил инерции, вызываемых поворотом потока вокруг свободно подвешенного клапана *3*, а также вследствие уменьшения скорости воздуха происходит выпадение аэродинамически наиболее тяжелых частиц, выводимых шнеком *4*. Далее запыленный воздух поступает в фильтрующие рукава *5*, пронизывая которые, выходит очищенным от пыли в воздуховод *6*, собирающий воздух от всех отделений фильтра и присоединяемый к всасывающему отверстию вентиля-

[1] В технической литературе 30-х годов такие фильтры назывались звездчатыми. С различными конструкциями их можно познакомиться по первому изданию настоящей книги (1938 г.).

[2] Под производительными мы подразумеваем присосы воздуха, используемые для обратного продувания ткани с целью очистки ее от пыли и составляющие обычно 10÷15% объема очищаемого воздуха.

тора. Тонкая пыль в этот период, длящийся около 3,5 мин., накапливается на внутренних поверхностях рукавов. Для этого периода работы фильтра характерно указанное на рис. 149 положение *а* переключающего клапана *7*, направляющего очищенный воздух к вентилятору.

Во второй период, т. е. по истечении 3,5 мин., переключающий клапан *7* автоматически, при помощи описанного далее встряхивающего механизма, переводится в положение *б*. В этом положении клапан *7* открывает доступ внутрь наружному воздуху; последний под влиянием разрежения, господствующего в соседних секциях фильтра, движется по направлениям, указанным стрелками, пронизывая фильтрующую ткань в обратном направлении и очищая ее от осевшей на ней пыли. Поступление воздуха, продувающего ткань и направляющегося после этого в соседние секции, не соединенные с атмосферой, ограничивается свободно подвешенным клапаном *3*. Под влиянием движения воздуха и атмосферного давления клапан займет крайнее правое положение; благодаря этому основные объемы продувочного воздуха поступают в соседние секции фильтра через достаточно большие зазоры *8* между перегородками и шнеком и лишь небольшая часть — через неплотности клапана *3*.

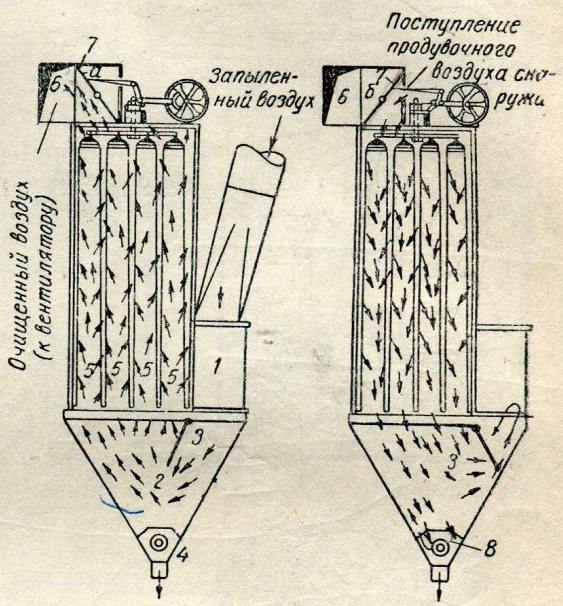


Рис. 149. Схемы двух периодов работы всасывающего фильтра:

слева — период очистки воздуха; справа — период очистки ткани встряхиванием и обратным продуванием

Одновременно с обратным продуванием, длящимся 35—40 сек., происходит 6—7 встряхиваний рукавов путем подъема и последующего свободного падения рамы, к которой подвешены все 8 рукавов каждой секции. Для улучшения их очистки от пыли, во избежание скольжения отряхиваемой сверху пыли по вертикальным стенкам рукавов и вторичного прилипания ее к нижним частям их, рукава делают слегка расширяющимися книзу: при длине каждого рукава 2195 *мм* верхний диаметр его равен 180 *мм*, а нижний — 190 *мм*. Во избежание сплющивания рукавов при обратном продувании на них надевают обшиваемые снаружи тканью, узкие, но упругие кольца из омедненной стальной проволоки или из полосок жести, располагаемые на расстоянии 500—600 *мм* одно от другого.

По окончании обратного продувания с одновременными встряхиваниями клапан *7* возвращается в положение *а* и данная секция фильтра снова вступает в период очистки воздуха.

Как видно из приложения VII, Главпродмаш выпускал всасывающие фильтры с 2, 3, 4 и 6 вполне одинаковыми секциями по 8 рукавов в каждой, с общей фильтрующей поверхностью от 19 до 58 $м^2$. По всей высоте шкафа фильтра и пылесборного ковша одна секция от другой отделена сплошной перегородкой *А* (рис. 150), имеющей зазор только над шнеком.

Над каждым отделением фильтра установлена коробка с переключающим клапаном *1*. Клапанная коробка, соединяющаяся с пространством шкафа, имеет отверстие *2* для вывода очищенного воздуха и от-

верстие *3*, через которое поступает снаружи продувочный воздух при положении клапана *1*, показанном пунктиром.

На крышке фильтра расположены три параллельных вала: приводной — *4*, кулачковый — *5* и включающий — *6*. Вал *4* приводится в дви-

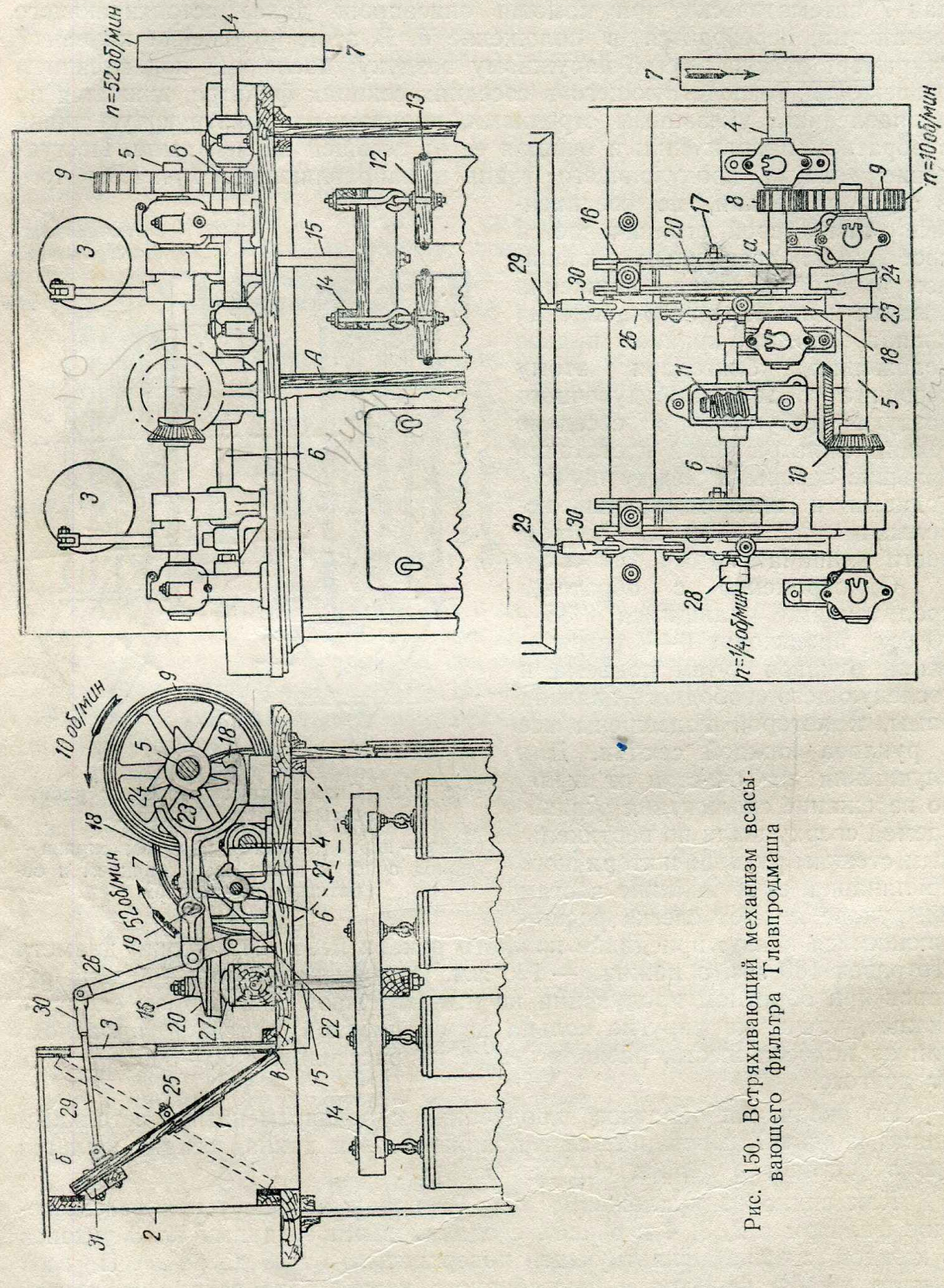


Рис. 150. Встряхивающий механизм всасывающего фильтра Главпродмаша

жение от трансмиссии шкивом *7* и делает 52—53 об/мин. Вал *4* — короткий, покоится на двух подшипниках и несет малую зубчатку *8*, сцепленную с большим зубчатым колесом *9*, сидящим на валу *5*, который благодаря этому делает 10 об/мин. При помощи пары конических зубчатых колес *10* и червяка *11* движение передается валу *6*, делающему всего $^1/_4$ об/мин. Такова схема передачи вращательного движения от

приводного вала *4* к кулачковому валу *5* и от него к валу *6*, включающему собственно встряхивающий механизм.

Верхние концы рукавов фильтра закрыты круглыми деревянными колодками *12* и закреплены на них пружинными кольцами *13*. Восемь рукавов каждой секции фильтра подвешены на раме *14*; в центре ее тяжести проходит вертикальный болт *15*, сочлененный при помощи бабки *16* и болта *17* с вилкообразным рычагом *18*; поворачиваясь вокруг точки *19* (оси болта *17*), рычаг *20* может приподнимать раму с рукавами, если давить сверху вниз на конец его *а*.

На чертеже встряхивающий механизм изображен в выключенном состоянии. Включение механизма производится кулачком *21*, насаженным на вал *6*. Кулачок, подойдя к зубу *22*, упирается в него и поднимает вилкообразный рычаг *18*. При этом кулак *23*, насаженный на вал *5*, встретит при своем вращении нижнюю загнутую часть вилки и отодвинет ее вместе с рычагами *18* и *20*, которые соединены между собой болтом *17*, вправо настолько, что конец *а* рычага *20* попадет под воздействие кулачков *24*, отлитых заодно с кулаком *23*. Противоположный конец рычага *20* вместе с рукавами поднимется при этом и упадет под влиянием веса в момент, когда кулак *24* выйдет из зацепления с концом *а* рычага *20*. При каждом включении, длящемся 35—40 сек., рукава встряхиваются 6—7 раз. За это время включающий кулачок *21* выйдет из зацепления с зубом *22*, рычаг *18* опустится, и кулак *23*, упершись в верхнюю часть вилки, передвинет рычаг *18* влево, т. е. в исходное положение.

Секция фильтра на период встряхивания отключается от вентилятора благодаря повороту выключающего клапана вокруг оси *25*, вследствие чего заслонка становится в положение, показанное пунктиром. Наружный воздух при этом через отверстие *3* проникает, как уже было описано, во встряхиваемую секцию фильтра и способствует лучшей очистке ткани от пыли. Поворот переключающего клапана производится рычагом *26*, который соединен с рычагом *18*.

Для смягчения ударов, возникающих при падении рукавов во время встряхивания, на опорную бабку *27* подкладывают кожу или твердую резину. Кулачки *21*, количество которых равно числу секций фильтра, свободно посажены на включающий вал *6* и соединены с ним при помощи сцепных муфт *28*; последние связаны с валом *6* при помощи упорных винтов с засверловками на валу, расположенными под углом $\alpha = \frac{360}{z}$, где z — число секций фильтра. Благодаря этому кулачки *21* расположены один относительно другого так, что выключается для очистки только одна секция и интервалы между периодами встряхивания вполне одинаковы; это способствует более равномерной работе вентиляционной установки, обслуживаемой фильтром.

Неумелая наладка переключающего клапана *1* может служить причиной больших непроизводительных присосов воздуха через неплотности в прилегании верхней и нижней кромок *б* и *в* клапана *1*, а также через неплотности в боковых сторонах его. Для уплотнения кромок *б* и *в* длина рычага *29* путем большего или меньшего ввинчивания его в головку *30* должна быть отрегулирована так, чтобы он досылал клапан *1* до напряженного соприкосновения кромок *б* и *в* с вертикальными стенками клапанной коробки. В местах прилегания кромок *б* и *в* на вертикальные стенки клапанной коробки рекомендуется нашить полоски мягкой резины, а боковые стороны клапана уплотнить ею. Вредное влияние зазоров в пяти сочленениях рычагов *18, 20, 26* и *29* уменьшается под действием груза *31*, прикрепленного к клапану *1* и способствующего плотному прижатию кромок *б* и *в* к стенкам клапанной коробки.

Следует отметить, что в клапанных коробках фильтров, выпускаемых в последнее время, отсутствуют отверстия *3* для воздуха, поступающего извне для обратного продувания ткани. Отсутствие обратного

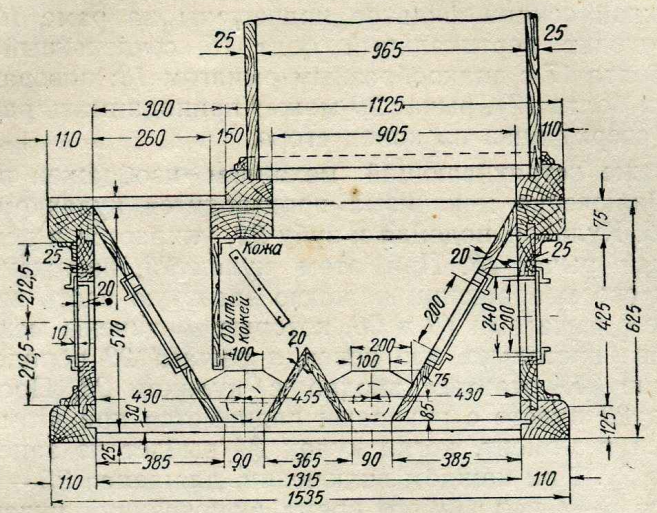


Рис. 151. Напольный пылесборный ковш для всасывающих фильтров Главпродмаша

продувания ткани уменьшает присосы воздуха и несколько повышает коэффициент очистки воздуха, но увеличивает сопротивление фильтра; в этом случае отверстия *3* и клапан в ковше делают на месте.

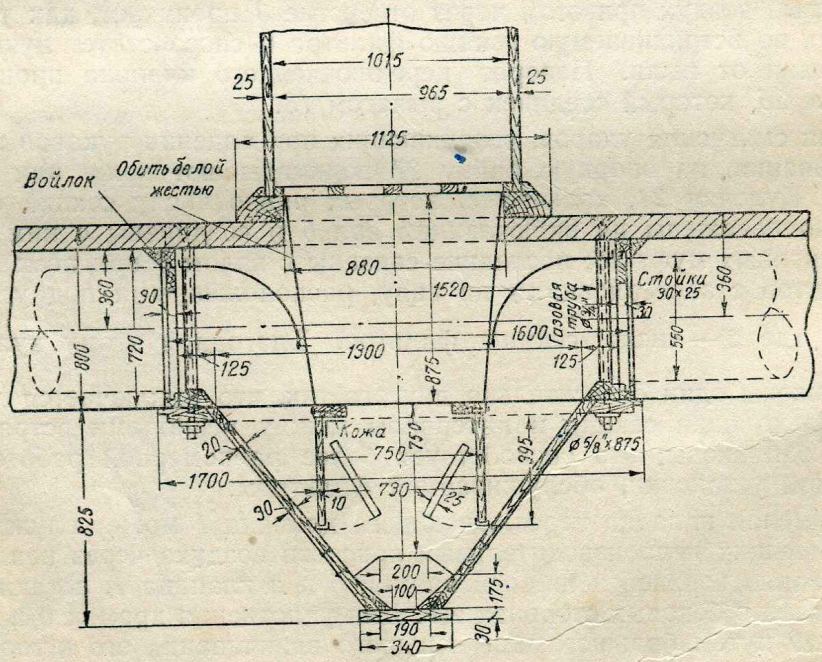


Рис. 152. Подвесной пылесборный ковш для всасывающих фильтров Главпродмаша с двусторонним приемом запыленного воздуха

Пылесборный ковш фильтра должен поставляться заводом-изготовителем применительно к месту установки фильтра и может быть напольным (рис. 151) или подвесным (рис. 152). В первом случае для уменьшения высоты его снабжали двумя шнеками. Подвесной ковш, требующий большого проема в перекрытии и часто вызывающий необ-

ходимость пропуска через него балок перекрытия, приходится делать лишь в случаях крайней необходимости, при недостаточной высоте этажа.

Серьезное внимание следует уделять степени натяжения рукавов: при чрезмерно большой длине их образующиеся внизу складки сужают отверстие для входа воздуха и тем самым уменьшают пропускную способность фильтра. Образующиеся складки ухудшают обратное продувание ткани и препятствуют выводу пыли из рукавов, в результате чего они начинают снизу заполняться пылью, что выводит фильтр из строя. Если рукава чрезмерно коротки, происходит срыв их с верхних колодок или с нижних патрубков, что ведет к большим потерям продуктов с воздухом, выбрасываемым наружу после прохождения его через фильтр.

Чтобы избежать этих явлений, надо крепить рукава к колодкам и патрубкам в верхнем положении рамы *14*. При этом следует учесть, что после надлежащего крепления можно при помощи болтов и гаек, на которых подвешены рама *14* и рукава, отрегулировать не только длину всех их, но и каждого в отдельности рукава.

Особое внимание следует уделять уничтожению непроизводительных присосов воздуха через неплотности в шкафу фильтра и пылесборном ковше его и борьбе с присосами через пылевыводящую самотечную трубу фильтра [1]. Наличие достаточно большого разрежения в пылесборном ковше фильтра, равного по величине сумме потерь давления в аспирируемом оборудовании и воздуховодах, заставляет выводить пыль из ковша через шлюзовой затвор, подобный применяемому в оборудовании пневматического транспорта сыпучих материалов, либо через двойной противоприсосный клапан.

Деревянные шкафы и пылесборные ковши, изготовленные из недостаточно сухого леса и принимающие влажный и теплый воздух от машин размольного отделения, часто дают трещины или обнаруживают неплотности в различных соединениях частей, вызывающие увеличение непроизводительных присосов воздуха.

С целью уменьшения такого рода присосов и повышения пожаробезопасности предприятий Главпродмаш выпускает металлические всасывающие фильтры [2], имеющие присос, не превышающий 25%. В дальнейшем рекомендуется установка только металлических фильтров с постепенной заменой действующих деревянных фильтров металлическими.

42. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЗМЕРОВ МАТЕРЧАТЫХ ФИЛЬТРОВ И РАСЧЕТНОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ ИХ

Понятие об экономически выгодном напряжении фильтрующей поверхности. Размеры матерчатых и других пористых фильтров определяются площадью фильтрующей поверхности $F_ф$ *м*², в частности площадью ткани $F_т$ *м*², величину которой можно найти, исходя из заданного количества подлежащего очистке воздуха $Q_ч$ *м*³/*час* и целесообразного напряжения фильтрующей поверхности ($Q_ф$ *м*³/*час* · *м*²), представляющего собой, как известно, скорость фильтрации ($v_ф$ *м*/*час* или *м*/*сек*), отнесенную ко всей фильтрующей поверхности:

$$F_ф = F_т = \frac{Q_ч}{Q_ф} = \frac{Q_ч}{v_ф} \; м^2. \qquad (X\text{-}2)$$

Величина целесообразного напряжения ткани фильтра, принимаемая обычно равной 60÷100 *м*/*час* для гладких тканей типа бязи и 120÷÷150 *м*/*час* — для ворсистых тканей всасывающих фильтров, может в случаях крайней необходимости подниматься до $Q_ф$=200—300 *м*/*час* и

[1] Мероприятия по борьбе с присосами воздуха кратко изложены в главе XVIII.

[2] Данные о них, приведенные в приложении VII, имеют временный характер и будут изменены разрабатываемым в 1954 г. стандартом.

более. При этом, конечно, несколько уменьшится коэффициент очистки воздуха и резко возрастет сопротивление фильтра.

Таким образом, хотя с увеличением напряжения ткани уменьшатся размеры фильтра, его первоначальная стоимость и стоимость ремонтов, однако стоимость энергии, затрачиваемой на преодоление сопротивления фильтра, возрастет.

Учитывая эти соображения, можно найти такое экономически наивыгоднейшее напряжение фильтрующей поверхности $Q_{ф.эн}$, при котором стоимость эксплуатации фильтра будет наименьшей.

Повышение сопротивления фильтра вызывает увеличение расхода энергии вентилятором, так как в соответствии с выражением (I-4) на преодоление сопротивлений фильтра требуется

$$N_ф = \frac{Q_c H_ф}{102\eta_o} \quad квт, \tag{X-3}$$

где η_o — общий к. п. д. установки, учитывающий к. п. д. вентилятора, электродвигателя и передач от двигателя к вентилятору.

Стоимость энергии, расходуемой на преодоление сопротивления фильтра, возрастает с повышением напряжения ткани. Однако низкое напряжение ткани также невыгодно, так как необходимо увеличивать размеры и количество фильтров, что вызывает удорожание их, повышение амортизационных отчислений, стоимости ремонта и других статей стоимости эксплуатации фильтра (за исключением энергии). Обозначим эту часть стоимости эксплуатации фильтра через A, а величину стоимости энергии через E, выразив их в рублях на каждые 100 000 $м^3$ очищаемого от пыли воздуха. Общая стоимость эксплуатации фильтра

$$G = A + E \ldots 10^5 \quad руб/м^3 \tag{X-4}$$

с повышением напряжения ткани $Q_ф$ будет уменьшаться под влиянием уменьшения слагаемого A при относительно малых $Q_ф$, т. е. когда слагаемое E невелико по сравнению с A. При дальнейшем возрастании $Q_ф$ величина G начнет повышаться под влиянием роста E, вызванного увеличением $N_ф$, пропорционального $Q_ф^n$, где n больше единицы. Следовательно, выразив A и E в зависимости от $Q_ф$, можно найти такую величину нагрузки, при которой стоимость эксплуатации фильтров будет наименьшей.

Действительно, если обозначить через a годовую стоимость (руб/год) амортизации машины, ее ремонта и прочих эксплуатационных расходов (кроме стоимости энергии), через T — годовое число часов работы фильтра (час/год), через c — стоимость 1 *квт-ч* энергии (*руб/квт-ч*), то общая стоимость эксплуатации (X-4) может быть выражена следующим образом в зависимости от $Q_ф$:

$$G = \frac{b}{Q_ф} + k Q_ф^n \; 10^5 \quad руб/м^3, \tag{X-5}$$

где

$$b = \frac{10^5 a}{F_ф T}, \quad а \quad k = \frac{10^5 cB}{3600 \cdot 102 \eta_o} = 0{,}272 \frac{cB}{\eta_o}.$$

Определим величину напряжения ткани, при котором общая стоимость эксплуатации фильтра будет наименьшей. Для этого дифференцируем найденное выражение и приравняем его к нулю:

$$\frac{dG}{dQ_ф} = -\frac{b}{Q_ф^2} + knQ_ф^{n-1} = 0.$$

Умножив все члены этого уравнения на $Q_ф^2$ и решая его относительно $Q_ф$, получим $Q_{ф.эн} = \left(\frac{b}{kn}\right)^{\frac{1}{n+1}}$ или, подставляя известные значения b и k,

$$Q_{ф.эн} = \left(\frac{3{,}68 \cdot 10^5 a \eta_o}{cnBF_ф T}\right)^{\frac{1}{n+1}}. \tag{X-6}$$

Таким образом, экономически наивыгоднейшее напряжение фильтрующей ткани определяется величинами (B и n), характеризующими сопротивление фильтра, стоимостью энергии (c), стоимостью эксплуатации, приходящейся на единицу поверхности ткани фильтра $\left(\frac{a}{F_ф}\right)$, годовым числом часов работы его (T) и общим энергетическим к. п. д. установки (η_o).

Поэтому нормы напряжения ткани фильтров, указанные безотносительно к конкретным условиям данного предприятия, будут, строго говоря, недостаточно обоснованными.

Указанные выше величины $Q_ф = 60 \div 100$ и $Q_ф = 120 \div 150$ *м/час*, применяемые проектирующими организациями, для большинства условий могут оказаться целесообразными, но самый способ установления одинаково пригодной для всех случаев нормы напряжения ткани является не совсем правильным; например, для одного и того же фильтра при всех прочих равных условиях величина удельной нагрузки на ткань для фильтра элеватора может быть взята большей, чем для фильтров зерноочистительного отделения мельниц, годовое число часов работы которых больше, чем на элеваторе.

Величина оптимальной удельной нагрузки на ткань (см. выражение X-6) должна быть тем больше, чем выше первоначальная стоимость фильтра, процент амортизационных отчислений, стоимость ремонта и обслуживания фильтра, общий энергетический к. п. д. и чем ниже стоимость энергии, сопротивление фильтра, годовое число часов работы его.

В каждом конкретном случае величина наивыгоднейшего напряжения ткани может быть найдена по формуле (X-6). Эту формулу можно уточнить, расчленив эксплуатационные расходы на зависящие от объема фильтруемого воздуха и не зависящие от него, а также с учетом влияния изменения стоимости потерь пыли на величину напряжения фильтрующей поверхности.

Определение необходимых размеров фильтров. Как указывалось, нагнетательные вертикально-рукавные фильтры при непрерывной подаче воздуха в них и безостановочно движущейся очистительной раме работали все же с повышающимся во времени сопротивлением $H_ф$ *кГ/м*^{2} и снижающейся пропускной способностью $Q_ч$ *м*^{3}*/час*, что вызывалось обычно плохой работой очищающего устройства.

Размеры и сопротивление вертикально-рукавных нагнетательных фильтров определяли, исходя из средних величин $Q_ч$ и $Q_ф$ за длительный период времени, исчисляемый обычно 8—10 часами и с учетом того обстоятельства, что хотя бы один раз в смену рукава этого фильтра должны были подвергаться очистке вручную.

Всасывающие фильтры, состоящие из нескольких периодически выключающихся для очистки секций, работают при некоторых постоянных за большой отрезок времени средних величинах $H_ф$, $\eta_п = \eta_ф$ и $Q_ч$. На рис. 153 приведены графики изменения этих величин для одной секции всасывающего фильтра. Длительность периодически повторяющегося цикла составляет 4 мин., причем в течение более 3 мин. происходит очистка воздуха и менее 1 мин. встряхивание с обратным продуванием фильтрующей ткани. В период очистки воздуха вследствие запыления ткани сопротивление фильтра $H_ф$ достаточно резко возрастает со временем, коэффициент очистки воздуха $\eta_ф$ растет прямо пропорционально времени, а подача воздуха падает во времени от некоторой максимальной ($+Q_{макс}$) до минимальной ($+Q_{мин}$) величины. По истечении периода очистки воздуха переключающий клапан открывает доступ наружному воздуху, который в течение 40 сек. начинает продувать ткань в обратном направлении ($-Q_ч$) и поступать в соседние секции фильтра, несколько уменьшая в это время объем воздуха, отсасываемого от аспирируемого оборудования.

Таким образом, всасывающий фильтр, каждая секция которого работает при значениях $Q_ч$, $H_ф$ и $\eta_ф$, изменяющихся за один цикл, как это показано на рис. 153, характеризуется за длительный период времени неизменными средними показателями $Q_{ч.\,ср}$, $H_{ф.\,ср}$ и $\eta_{ф.\,ср}$.

В основу определения размеров и сопротивления всасывающих фильтров положено понятие об этих средних показателях за один цикл их работы.

Размеры всасывающих фильтров определяют по выражению (X-2), исходя из подаваемого в фильтр объема воздуха $Q_ч$ и принятой в соответствии с нормами скорости фильтрации $v_ф$ или $Q_ф = 120 \div 150$ *м/час*. В случаях крайней необходимости указанная расчетная скорость фильтрации воздуха может быть несколько увеличена (желательно не более чем на 25%).

Расчетная величина подаваемого в фильтр объема воздуха $Q_ч$ должна учитывать кроме объемов, отсасываемых от машин ($\Sigma Q_м$), еще и присосы воздуха через неплотности в сети всасывающих воздуховодов ($Q_{пр.с}$), величина которых обычно колеблется в пределах 5÷15% от $\Sigma Q_м$ (подробнее об этом будет сказано в главе XIII, 52).

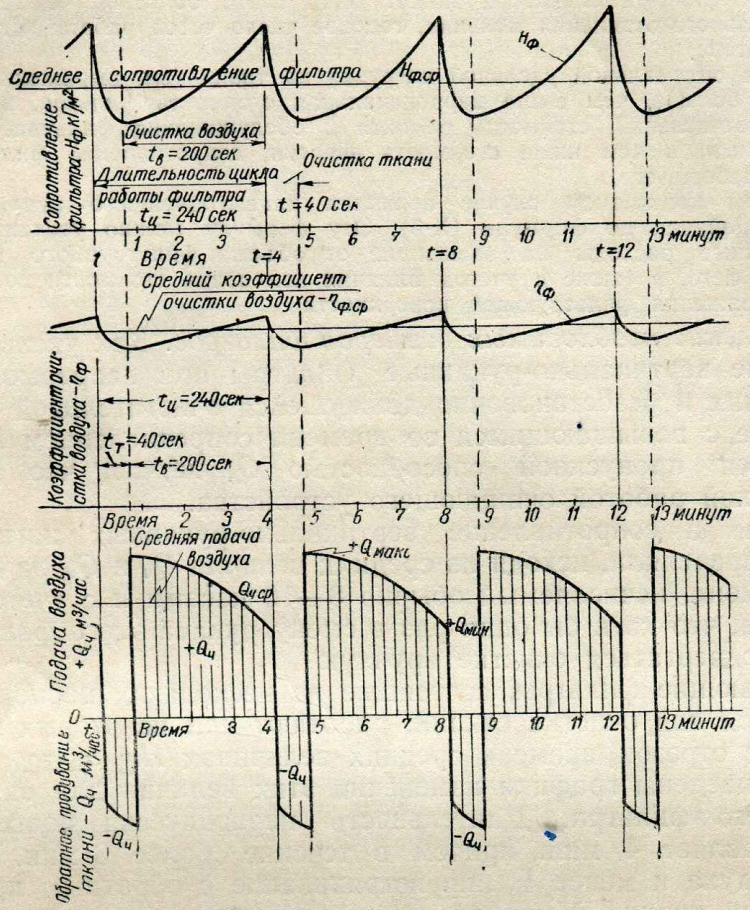


Рис. 153. Изменение сопротивления фильтра ($H_ф$), коэффициента очистки ($\eta_ф = \eta_п$) воздуха и пропускной способности ($Q_{час}$) одной секции всасывающего фильтра Главпродмаша за цикл работы (период очистки воздуха плюс период очистки ткани с обратным продуванием ее)

Определив по $Q_ч = \Sigma Q_м + Q_{пр.с}$ $м^3/час$ и рекомендуемой скорости фильтрации ($v_{ф.р}$) расчетную величину фильтрующей поверхности

$$F_{ф.р} = \frac{Q_ч}{v_{ф.р}} = \frac{\Sigma Q_м + Q_{пр.с}}{v_{ф.р}} \; м^2, \qquad (X\text{-}7)$$

можно подобрать по номенклатуре фильтров, изготовляемых заводом, ближайший больший или меньший по фактической фильтрующей поверхности $F_{ф.ф}$ и найти, таким образом, фактическую скорость фильтрации

$$v_{ф.ф} = \frac{Q_ч}{F_{ф.ф}} \; м/час, \qquad (X\text{-}8)$$

по которой следует определять сопротивление фильтра. Объем воздуха, отсасываемого от всасывающего фильтра вентилятором $Q_в$, больше поступающего в фильтр $Q_ч$ на величину присосов воздуха в фильтр при

обратном продувании ткани и через могущие быть, но устранимые, неплотности в фильтре $Q_{пр.ф}$, т. е.

$$Q_в = Q_ч + Q_{пр.ф} = Q_ч + cQ_ч = (1 + c)\,Q_ч \quad м^3/час, \qquad (X\text{-}9)$$

где c — присосы воздуха во всасывающий фильтр, выраженные в частях объема, поступающего в фильтр.

В соответствии с нормами НТС Наркомзага СССР (1939 г.) присос воздуха для фильтров с деревянным шкафом принимают равным 35% объема воздуха, поступающего в фильтр, т. е.

$$Q_в = 1{,}35\,Q_ч = 1{,}35\,(\Sigma Q_м + Q_{пр.с}) \quad м^3/час. \qquad (X\text{-}10)$$

Для фильтров с металлическим шкафом присос принимают равным 25% [1].

Более глубокое рассмотрение вопроса об определении необходимых размеров фильтров с периодически выключаемыми для очистки секциями приводит к выводу, что установка одного большого фильтра, как правило, эффективнее, чем установка нескольких меньших с такой же величиной фильтрующей поверхности. Установку 16- и 24-рукавных фильтров с 2—3 секциями следует признать нежелательной; бо́льшие по числу секций фильтры отличаются большей равномерностью работы во времени, большей степенью использования и лучшей очисткой ткани.

Определение расчетных потерь давления в фильтрах. При расчете сопротивления фильтра в выражение (VIII-9) следует подставлять фактическую скорость фильтрации, полученную в результате подбора фильтра ($v_{ф.ф}$ по выражению X-8), т. е.

$$H_ф = B \cdot v^n_{ф.ф} \quad кГ/м^2. \qquad (X\text{-}11)$$

Для всасывающих фильтров в это выражение принято подставлять условную скорость фильтрации, определенную не по количеству воздуха, поступающего в фильтр ($Q_ч$), а по объему его, отсасываемому от фильтра ($Q_в$):

$$Q_в = (1 + c)\,Q_ч = 1{,}35\,Q_ч. \qquad (X\text{-}9 \text{ и } 10)$$

Так как во всасывающих фильтрах условная скорость фильтрации с учетом присосов воздуха

$$v_{ф.п} = \frac{Q_в}{F_{ф.ф}} = 1{,}35\,\frac{Q_ч}{F_{ф.ф}} = 1{,}35\,v_{ф.ф} \quad м/час,$$

то сопротивление

$$H_ф = B \cdot v^n_{ф.п} = (1 + c)^n B \cdot v^n_{ф.ф} = 1{,}35^n \cdot B \cdot v^n_{ф.ф} \quad кГ/м^2. \qquad (X\text{-}12)$$

Применительно к всасывающим фильтрам величина фактической скорости фильтрации $v_{ф.ф}$ является столь же условной, как и $v_{ф.п}$, поскольку часть присасываемого воздуха также проходит через ткань.

Для всасывающих фильтров со встряхиванием и обратным продуванием рукавов из шерстяной и полушерстяной ткани типа «шерстянки Мельстроя» в соответствии с решением Технического совета Министерства заготовок СССР, принятым в 1951 г., в расчетах вентиляционных установок сопротивление фильтров следует принимать равным:

при работе на зерновой пыли — $H_ф = 0{,}13 \cdot v^{1{,}27}_{ф.п}$; (X-13)

при работе на мучной пыли — $H_ф = 0{,}15 \cdot v^{1{,}20}_{ф.п}$. (X-14)

Приведенные выражения $H_ф$ и величины ориентировочных поправочных коэффициентов являются осредненными во времени. Они относятся к нормальной работе очистительных устройств при наличии присосов, не превышающих 0,35 объема воздуха, который поступает в фильтр, и при использовании ткани, не подвергавшейся стирке или случайному замасливанию.

---

[1] В настоящее время ведутся работы по снижению присоса до 10—15%.

Во Временных нормах проектирования вентиляционных установок мельниц, утвержденных Научно-техническим советом Наркомзага СССР в 1939 г., приведены кривые, выпрямленные в логарифмической системе координат и представляющие собой зависимости между $v_ф$ и $H_ф$ для некоторых условий работы всасывающих фильтров. Значения $H_ф$, получаемые по этим кривым, необходимо в соответствии с указанным реше-

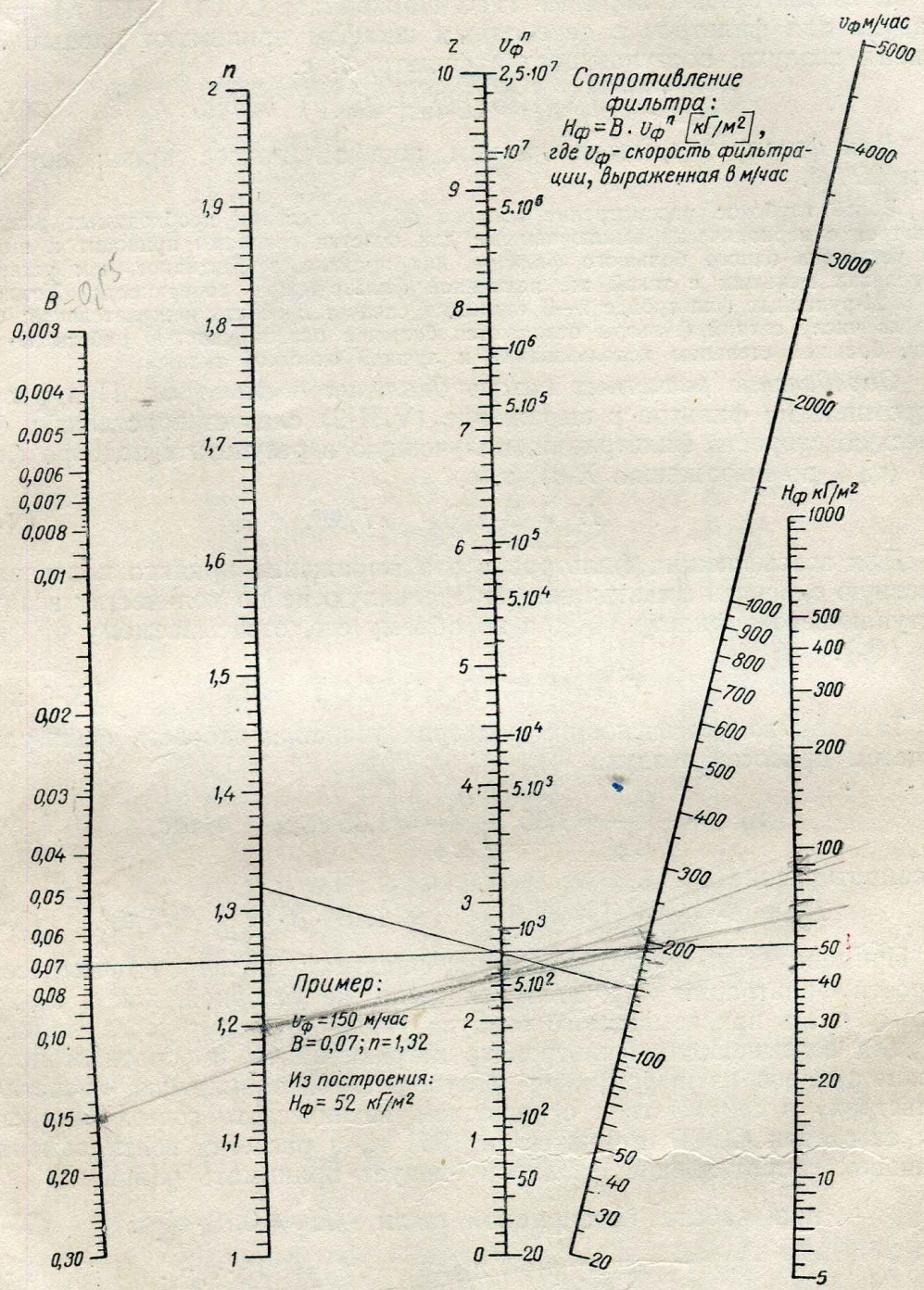


Рис. 154. Обобщенная номограмма для расчета потерь давления в фильтрах

нием Техсовета (1951 г.) удваивать, что более соответствует фактически наблюдаемым в обычных производственных условиях.

Предложенная нами обобщенная номограмма (рис. 154) позволяет без логарифмических вычислений определять величину потерь давления в любых фильтрах (не только матерчатых) при различных условиях работы, характеризуемых величинами B и n.

ГЛАВА XI

СПОСОБЫ ВТОРИЧНОЙ ОЧИСТКИ ВОЗДУХА ОТ ПЫЛИ С ЦЕЛЬЮ ЕГО РЕЦИРКУЛЯЦИИ

43. ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К РЕЦИРКУЛЯЦИОННЫМ УСТРОЙСТВАМ

Как указывалось, при полностью разомкнутом цикле аспирируемого воздуха практически невозможно поддерживать в здании температуру и влажность воздуха, требуемые санитарно-гигиеническими соображениями, а также условиями переработки зерна в муку и крупу. Только возврат в здание воздуха, аспирируемого от оборудования, после обеспыливания его может сделать практически осуществимой возможность отопления зданий мельниц, крупяных и комбикормовых заводов.

До революции на мукомольных предприятиях были распространены почти исключительно нагнетательные фильтры и возврат аспирируемого воздуха в здание был неизбежен. Осуществлявшаяся при этом полная рециркуляция аспирируемого воздуха имела следующие, совершенно не допустимые в социалистических условиях, недостатки:

— чрезвычайно высокая запыленность воздуха, измерявшаяся 100 *мг/м*³ и более;

— высокая относительная влажность воздуха, доходившая, как правило, до 100%, что обусловливало капельную конденсацию влаги на внутренних поверхностях наружных ограждений здания, вызывало преждевременное разрушение их и создавало, особенно в холодное время года, антисанитарные условия;

— чрезмерная пожаро- и взрывоопасность, вызывавшаяся большой запыленностью производственных помещений и выбрасыванием открытого огня через нагнетательные фильтры внутрь здания при случавшемся где-либо возгорании.

С постепенным распространением всасывающих фильтров, производство которых в нашей стране было организовано после Октябрьской революции, полностью замкнутый цикл воздуха стал превращаться в разомкнутый с присущим ему снижением запыленности предприятий и уменьшением пожаро- и взрывоопасности предприятий.

С полным вытеснением нагнетательных фильтров из размольных отделений мельниц (а в настоящее время — с запрещением применения их на мельницах и крупозаводах) крайне резко выразились рассмотренные ранее отрицательные стороны полностью разомкнутого цикла; это заставило снова обратиться к рециркуляции аспирируемого от оборудования воздуха, но на новой, технически более совершенной основе, устраняющей прежние недостатки вынужденной рециркуляции с применением устаревших вертикально-рукавных нагнетательных фильтров.

На рис. 19 была показана взаимосвязь между запыленностью воздуха, поступающего в очистку, и коэффициентом очистки его фильтром, необходимым для того, чтобы рециркулирующий воздух имел запыленность не бóльше 3 *мг/м*³, требующуюся нормами проектирования. Такой коэффициент очистки иногда достигается всасывающими фильтрами. Будучи вполне исправными и имея хорошую фильтрующую ткань, фильтры могут очищать воздух настолько хорошо, что при возвращении его в помещение запыленность воздуха в нем не повышается против санитарной нормы (10 *мг/м*³). Поэтому некоторые мукомольные предприятия, оборудованные всасывающими фильтрами, начали еще лет 20 назад применять частичную рециркуляцию воздуха, возвращая его после очистки в исправных фильтрах в производственные помещения.

Частичная рециркуляция воздуха непосредственно после очистки его всасывающими фильтрами, кроме указанных ранее положительных результатов, уничтожает разрежение в здании, доходящее до 15—25 *кГ/м*², и улучшает работу вентиляционных установок и просеивающих машин. Улучшение это достигается путем повышения температуры воздуха в здании, уменьшения возможности конденсации влаги и образования корок теста на ситах и внутри воздуховодов. Кроме того, снижается расход энергии на привод в движение вентиляторов (45), улучшаются условия труда в зимнее время и повышается производительность мельниц.

Однако строгость противопожарных требований, правильно предъявляемых к оборудованию перерабатывающих зерно предприятий, препятствовала широкому распространению рециркуляции воздуха после очистки его всасывающими фильтрами: возгорание в какой-либо из аспирируемых машин или после нее может приводить к возгоранию ткани фильтров и выбрасыванию искр с рециркулирующим воздухом внутрь производственных помещений, что в свою очередь может вызвать вторичный очаг пожара.

ВНИИЗ совместно с ЦНИИПО [1] разработал несложные искрозащитные устройства, направляющие рециркулирующий воздух в здание через слой сухого гравия толщиной 100 *мм,* служащий огнепреградителем. Устройства эти, разрешенные в 1950 г. к применению на элеваторах, мельницах, крупяных и комбикормовых заводах, не являясь эффективными вторичными пылеотделителями, позволяют, однако, безопасно и более широко использовать непосредственную рециркуляцию аспирируемого воздуха после очистки его всасывающими фильтрами.

Промзернопроект более 15 лет включает в свои проекты промывные камеры (см. рис. 14), служащие для вторичной очистки рециркулирующего воздуха после всасывающих фильтров и являющиеся одновременно огнепреградителями. Промывные камеры, рекомендуемые Промзернопроектом, представляют собой первую попытку использования вторичной очистки воздуха в условиях наших предприятий, но это не единственная и не лучшая возможность подготовки воздуха с целью его рециркуляции.

Основные требования, которые следует предъявлять к способам вторичной очистки воздуха после выхода из матерчатых фильтров, заключаются в следующем:

— запыленность воздуха должна быть не более 3 *мг/м*^{3};

— теплосодержание воздуха не должно уменьшаться, если это не связано с уменьшением влагосодержания;

— влагосодержание воздуха не должно увеличиваться; желательно даже его уменьшение;

— устройства для вторичной очистки воздуха после фильтров должны предотвращать возможность выбрасывания в здание искр или открытого огня в случае возгорания фильтров;

— стоимость эксплуатации устройств для вторичной очистки не должна заметным образом отражаться на себестоимости переработки зерна;

— размеры устройств для вторичной очистки должны быть, по возможности, меньшими и не занимать много места в производственных помещениях.

Полностью удовлетворить даже этому небольшому количеству требований достаточно трудно, и вопрос о вполне удовлетворительном способе вторичной очистки воздуха остается до настоящего времени неразрешенным в нужной степени.

44. ОГНЕПРЕГРАДИТЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА ВНИИЗ-ЦНИИПО

Назначение огнепреграждающих устройств ВНИИЗ-ЦНИИПО состоит в том, чтобы в случае возгорания в вентиляционной сети предупредить возможность выбрасывания открытого пламени или искр внутрь производственных помещений и прекратить перемещение воздуха в сети путем остановки вентилятора с индивидуальным электроприводом, либо путем прикрытия воздуховода электромагнитным клапаном, если вентилятор приводится в движение от трансмиссии (43).

---

[1] Центральный научно-исследовательский институт пожарной охраны Министерства внутренних дел СССР.

Огнепреградительное устройство, схематически показанное на рис. 155, состоит из теплового реле *1* (рис. 156), выключающего электродвигатель вентилятора или включающего электромагнитный клапан *2*. Клапан *2* прекращает при этом доступ воздуха в огнепреградительную колонку *3*.

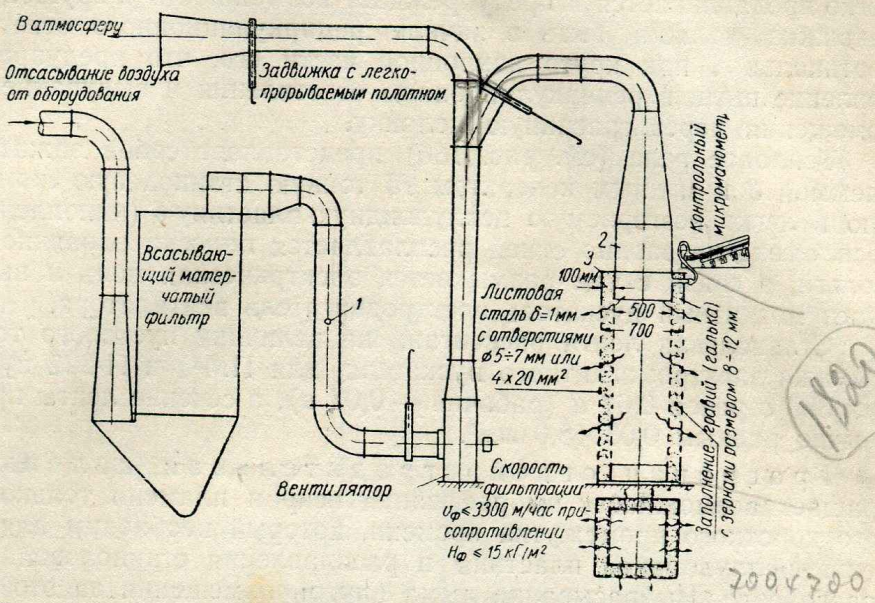
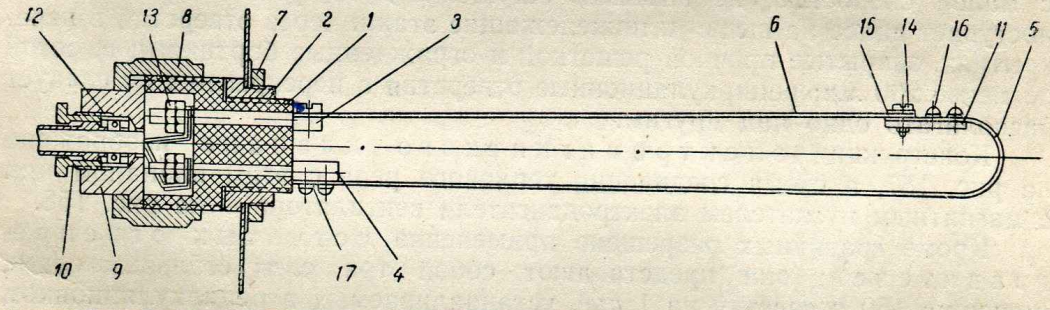


Рис. 155. Схема огнепреграждающего устройства ВНИИЗЦНИИПО:

1—тепловое реле; *2*—электромагнитный клапан; *3*—гравийная колонка



№ по пор.	Наименование	Количество	Материал
1	Цоколь	1	Эбонит
2	Опорная гайка	1	Сталь
3	Клемма I	1	Бронза
4	Клемма II	1	Бронза
5	Пружинная пластина	1	Ст. пруж.
6	Целлулоидная пластина	2	—
7	Гайка зажимная	1	Ст. 0
8	Гайка накидная	1	Ст. 0
9	Корпус	1	Ст. 0
10	Патрубок	1	Ст. 0
11	Планка	1	Бронза
12	Резиновое кольцо	1	Резина
13	Гайка	4	Ст. 0
14	Винт М3	2	Ст. 0
15	Медный контакт	2	Медь
16	Заклепка $d=2$ мм	4	Ст.
17	Шайба	4	Медь

Рис. 156. Тепловое реле, устанавливаемое в вентиляционных воздуховодах

Нагнетающий воздуховод снабжен двумя задвижками, позволяющими осуществлять либо замкнутый в здании, либо разомкнутый цикл данной вентиляционной установки. Задвижка на воздуховоде, выбрасы-

вающем воздух наружу, должна быть в конце ответвления во избежание конденсации влаги на холодных наружных поверхностях выхлопного воздуховода. Эту задвижку следует выполнять в виде рамки, обшитой жестью, с двумя диагональными надрезами; благодаря им при возникновении даже небольшого взрывного давления в сети полотно задвижки легко продавливается и предупреждает возможность разрушений. Вторая задвижка должна быть в начале рециркуляционного ответвления на вертикальной или круто наклонной части его, что предупреждает накопление пыли в рециркуляционном ответвлении и выдувание ее внутрь помещения через гравийную колонку.

Тепловое реле (см. рис. 156) представляет собой зажатую между клеммой *3* и медным контактом *15* тонкую станиолевую ленту, обернутую в легко возгораемую целлулоидную пластину *6* (кинопленку); при ее воспламенении заодно с ней расплавляется полоска оловянно-свинцовой фольги, в связи с чем размыкается электрическая цепь и выключается через магнитный пускатель электродвигатель вентилятора.

Станиолевая лента рассчитана на величину пускового тока в цепи катушки электромагнитного пускателя; для ПМ-1 и П-222 пусковой ток при 380 *в* равен 0,67 *а* (рабочий — 0,07 *а*), а сечение ленты принимается обычно равным 0,05×5,0 *мм*².

Гравийная огнепреградительная колонка предотвращает возможность выбрасывания искр и пламени только в течение того короткого промежутка времени, который необходим для воспламенения целлулоидной пластины и расплавления станиолевой ленты теплового реле. Выбрасывание дыма внутрь помещения за это время сигнализирует о возгорании, происшедшем, как это иногда может случиться, далеко от места установки гравийной колонки.

Наряду с этим колонка подает рециркулирующий воздух на этаж с малой скоростью, не вызывая ощущений дутья работающих. Воздух поступает далее на выше- и нижележащие этажи через отверстия в перекрытиях, закрытые прочной решеткой и огражденные бортиками высотой не менее 200 *мм*; рециркуляционные отверстия в перекрытиях не следует располагать одно над другим.

Конструкция электромагнитного клапана изображена на рис. 157, а схема соединения теплового реле с этим клапаном или с магнитным пускателем электродвигателя вентилятора — на рис. 158.

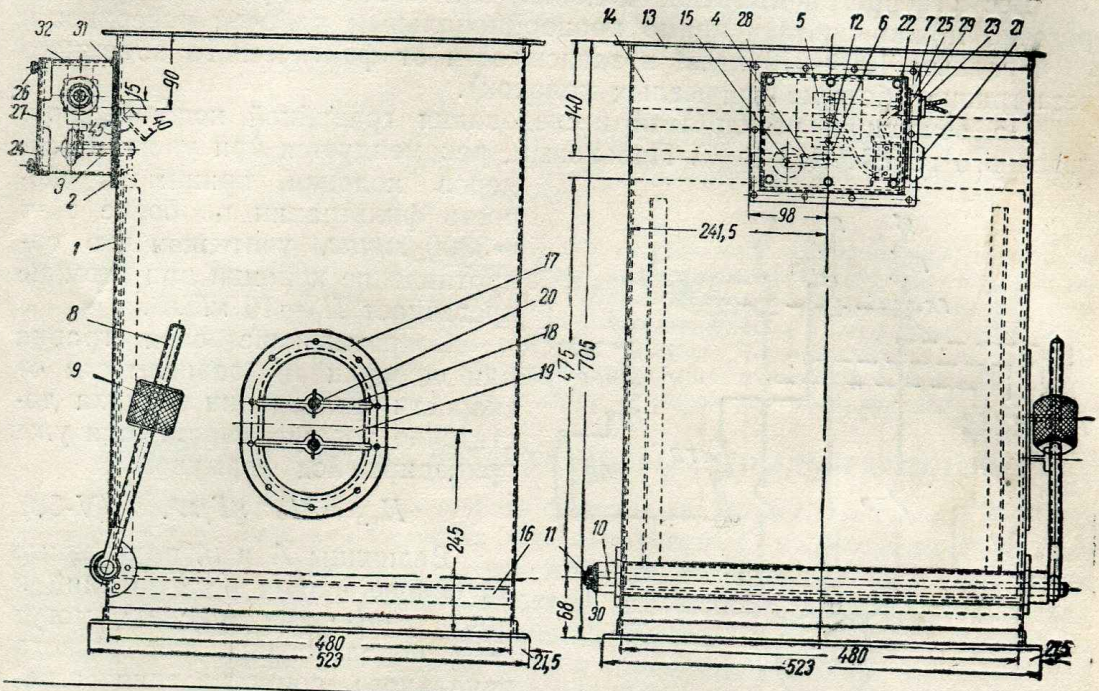
Кроме гравийных разрешено применение сетчатых огнепреградителей; они представляют собой три слоя стальных сеток, имеющих 150 отверстий на 1 *см*², устанавливаемых в рециркуляционном воздуховоде под углом в 50° к горизонту. Главмука рекомендует для своих предприятий преимущественно гравийные огнепреградители как более надежные.

Огнепреграждающая колонка представляет собой два призматических каркаса с квадратными основаниями, из которых одно шире другого на 200 *мм*. Боковые стороны каркасов, свариваемых из угловой стали 30×30×5 *мм*, обшиты листовой сталью толщиной около 1 *мм* с круглыми или прямоугольными отверстиями, размер которых меньше размера зерен гравия (8÷12 *мм*). Мѐньший каркас вставлен внутрь большѐго, поэтому между ними образуется пазуха шириной 100 *мм*, плотно заполняемая доверху гравием, галькой или, в крайнем случае, таким же по крупности частиц специально отсортированным щебнем, образующими огнепреграждающий пористый слой[1]. Наполнитель должен быть предварительно отсеян, промыт и высушен.

---

[1] Главное управление пожарной охраны МВД СССР рекомендует применять именно гравий; возможность применения других материалов для заполнения огнепреградительной колонки должна быть проверена испытанием.

Колонка заполняется через четыре дверки в верхней торцовой части и опорожняется через четыре дверки высотой в свету, равной 25 *мм*, расположенные в нижней боковой части. Нижняя часть колонки на высоту $h_н = 200$ *мм* не является рабочей как сплошная, не имеющая об-



№ по пор.	Наименование	Количество	Материал	Вес в *кг*
1	Клапан	1	Ст. 2	2,8
2	Защелка	1	Ст. 3	0,04
3	Втулка	1	Ст. 3	0,035
4	Рычаг	1	Ст. 3	0,04
5	Электромагнит	1	ЭС1 511	—
6	Серьга	1	Ст. 3	0,03
7	Кожух электромагнита	1	Ст. 2	1,1
8	Рычаг груза	1	Ст. 4	0,41
9	Груз	1	Ст. 2	0,95
10	Втулка	1	Ст. 0	0,065
11	Ось клапана	1	Ст. 4	0,85
12	Шарнир вилки	1	Ст. 3	0,03
13	Фланец	2	Ст. 3	2,4
14	Корпус клапана	1	Ст. 2	16
15	Ось	1	Ст. 4	0,05
16	Уголок опорный	1	Ст. 3	1,8
17	Фланец крышки	1	Ст. 3	0,35
18	Скоба	1	Ст. 3	0,08
19	Крышка люка	1	Ст. 3	0,22
20	Гайка-барашек	1	Ст. 3	—
21	Пакетный переключатель	2	ГПК 6А	—
22	Гайка	1	Ст. 0	0,015
23	Пробка	1	Ст. 0	0,028
24	Крышка кожуха	1	Ст. 3	0,6
25	Втулка	1	Ст. 0	0,045
26	Винт с накаткой	6	Ст. 3	0,008
27	Прокладка	1	Резина	0,035
28	Болт М6×12	10	Ст. 3	—
29	Прокладка	1	Резина	0,005
30	Шайба	1	Ст. 3	—
31	Прокладка	1	Резина	—
32	Кронштейн	1	Ст. 3	—

Рис. 157. Электромагнитный клапан для вертикального воздуховода

шивки с отверстиями. Верхняя часть колонки на высоту $h_в = 100$ *мм* также обшита по всему периметру обоих каркасов сплошной полосой тонкой листовой стали (0,7÷1 *мм*); в случае осадки гравия предотвращается возможность выбрасывания искр поверх столба заполнителя.

Следовательно, общая высота $h_о$ огнепреградительной колонки составляется из высоты рабочей части $h_р$, рассчитываемой аналогично

фильтрующей поверхности, и величин высоты сплошных нижней $h_н$ и верхней $h_в$ частей ее, т. е.

$$h_о = h_р + h_н + h_в = h_р + 300 \text{ мм}.$$

Вес огнепреградительной колонки, заполненной гравием, ориентировочно можно считать прямо пропорциональным рабочей поверхности ее и равным 190÷210 *кг/м²* в зависимости от фактического объемного веса гравия (больше для малых колонок).

На основании результатов исследования гравийной колонки, проведенного во ВНИИЗ В. С. Пальцевым, рекомендуется при расчете размеров колонки принимать скорость фильтрации не более $v_ф = 3300$ *м/час*, учитывая, что сопротивление колонки при этом не превышает $H_ф = 15$ *кГ/м²*.

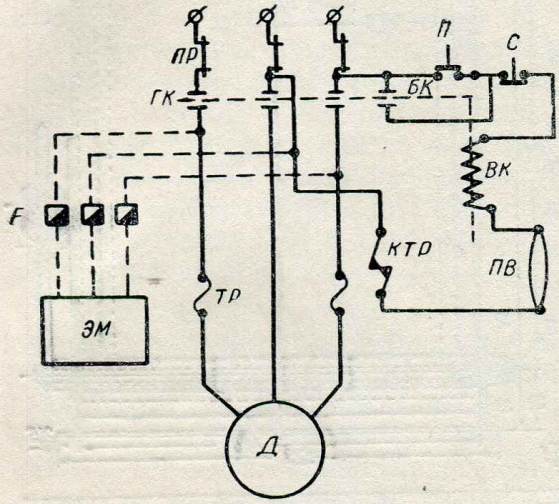


Рис. 158. Схема соединения теплового реле с электромагнитным клапаном или с магнитным пускателем электродвигателя вентилятора:

Д—электродвигатель; *ЭМ*—электромагнит; *ПР*—предохранители пробочные до 5 *а*; *П*—кнопка «пуск»; *С*—кнопка «стоп»; *ГК*—главные контакты магнитного пускателя (*МП*); *БК*—блокконтакты *МП*; *ВК*—втягивающая катушка *МП*; *ТР*—тепловое реле; *КТР*—контакты теплового реле; *ПВ*—тепловое реле

Сопротивление слоя гравия или щебенки в зависимости от скорости фильтрации воздуха достаточно хорошо выражается уже приводившейся формулой:

$$H_{с.з} = Alv^n \text{ кГ/м}^2. \qquad \text{(V-68)}$$

Величины A и n, полученные на основе наших исследований и приведенные на рис. 93, могут быть использованы для расчета начального сопротивления огнепреградительной колонки при различных условиях ее работы. Так, например, при заполнении колонки округлыми зернами типа гальки со средним размером около 8 *мм* $H_{с.з} = 0{,}30\ lv^{1{,}3}$ (*кГ/м²*). При запылении слоя заполнителя показатель степени n уменьшается, а коэффициент A возрастает.

Пример. Требуется определить сопротивление огнепреградительной колонки, заполненной слоем гальки толщиной 100 *мм* со средним размером зерна 10 *мм* при скорости фильтрации, равной 3300 *м/час*.

▲ Для округлых зерен со средним размером, равным 10 *мм*, $A = 0{,}19$ и $n = 1{,}38$ (см. рис. 93); следовательно,

$$H_{с.з} = 0{,}19lv^{1{,}38} = 0{,}19 \cdot 100 \left(\frac{3300}{3600}\right)^{1{,}38} = 16{,}8 \text{ кГ/м}^2.$$

Межпромывочный срок службы заполнителя зависит от многих факторов (влажность и запыленность воздуха после очистки его матерчатым фильтром, пылезадерживающая способность колонки). Наиболее надежно этот срок определяется показаниями микроманометра, присоединенного к отверстию в верхней части внутренней стенки колонки (см. рис. 155) или к отверстию в стенке воздуховода, расположенному недалеко от колонки.

Однако судить о сопротивлении колонки только лишь по одному показанию микроманометра нельзя; незначительные показания его могут быть обусловлены малой подачей воздуха в колонку при фактически большом сопротивлении ее. Чтобы достоверно судить о действительном сопротивлении колонки, необходимо определить еще и объем поступающего в нее воздуха.

После зарядки колонки свежим заполнителем при первом пропуске колонки измеряют начальное сопротивление ее, отнесенное к объему

пропускаемого ею воздуха. Заполнитель сменяют к тому времени, когда сопротивление колонки, отнесенное к той же подаче воздуха, возрастает под влиянием запыления и уплотнения в 1,5÷2 раза против начального. Указание ВНИИЗ о необходимости смены заполнителя при сопротивлении колонки, превышающем 20 *кГ/м²*, следует считать ориентировочным. В расчете вентиляционной сети учитывают среднее за рабочий период сопротивление колонки.

Огнепреградительная колонка ВНИИЗ-ЦНИИПО, несомненно, является важным шагом вперед по пути широкого внедрения в производственную практику рециркуляции аспирируемого воздуха после очистки его матерчатыми фильтрами.

Будучи огнепреградителем, она все же не является одновременно достаточно эффективным вторичным пылеотделителем, в котором всасывающие матерчатые фильтры во многих случаях нуждаются. Таким образом, творческие усилия конструкторов должны быть направлены на создание вторичного пылеотделителя, являющегося одновременно огнепреградителем. Он должен удовлетворять если не полностью, то в достаточной степени перечисленным выше требованиям, предъявляемым к устройствам для вторичной очистки воздуха с целью его рециркуляции.

45. ВТОРИЧНАЯ ОЧИСТКА ВОЗДУХА МОКРЫМИ ПЫЛЕОТДЕЛИТЕЛЯМИ

Классификация мокрых пылеотделителей. Мокрыми пылеотделителями будем называть все жидкостные пылеотделители, т. е. такие, отделение пыли в которых происходит в результате сцепления частиц пыли с липкими поверхностями, смоченными водой, маслом или другими жидкостями. В самых общих чертах мокрые пылеотделители были уже описаны, когда речь шла о промывной камере, применяемой на мукомольных предприятиях (см. рис. 14), а также о масленых фильтрах (см. рис. 121).

Наиболее распространенные мокрые пылеотделители, воздух в которых приходит в соприкосновение с водой, наряду с очисткой от пыли увлажняют или осушают воздух, изменяя при этом его температуру (обычно понижая). Изменять влажность и температуру воздуха — основное назначение промывных камер, а пылеотделение — побочный результат; поэтому их называют часто камерами для кондиционирования воздуха.

Применяемые мокрые пылеотделители можно классифицировать в самом общем виде следующим образом:

1. По роду жидкости: водяные; рассольные; масленые. Промывные камеры, воздух в которых орошается рассолом холодильной установки, служат главным образом для значительного охлаждения предварительно очищенного от пыли воздуха. При наличии заметных остатков пыли рассол заменяют водой и подобная камера становится в большей степени пылеотделяющей, несколько теряя как воздухоохладитель.

2. По способу подачи жидкости: с периодическим нанесением слоя жидкости на липкие поверхности (смачивание их); с непрерывной подачей жидкости (орошение) самотеком, через желоба с отверстиями в днищах их, что применяется обычно тогда, когда насадку орошают рассолом и под давлением через оросительные сопла (форсунки) различных конструкций, распыливающие воду в виде сплошной завесы, через которую проходит обрабатываемый в камере воздух (см. рис. 14).

3. По роду орошаемых или смачиваемых поверхностей: форсуночные с орошением вертикально-пластинчатых каплеуловителей (см. рис. 14); с непрерывно орошаемыми насадками из фарфоровых колец, гравия, гальки или щебня, располагаемых обычно горизонтальным слоем (рис. 159); с высокоразвитыми поверхностями (металлические сетки, металлическая стружка и т. п.), периодически сма-

чиваемыми вязкими и липкими жидкостями (обычно смесью минеральных масел).

4. По способу очистки смоченных поверхностей: с периодической очисткой вручную; с автоматической очисткой, совершаемой периодически; с автоматической непрерывной очисткой, производимой обычно непрекращающимся орошением вертикально-пластинчатых каплеуловителей (см. рис. 14) или насадок (см. рис. 159).

5. По расположению воздушного канала промывной камеры: горизонтальные камеры с прямолинейным каналом и с изломами канала, уменьшающими длину площади, требующейся для установки камеры; вертикальные камеры с прямолинейным или изломанным каналом, уменьшающим высоту камеры.

Указанная классификация, конечно, не исчерпывает всех разновидностей жидкостных пылеотделителей; она дает лишь общее представление о многообразии наиболее распространенных конструкций.

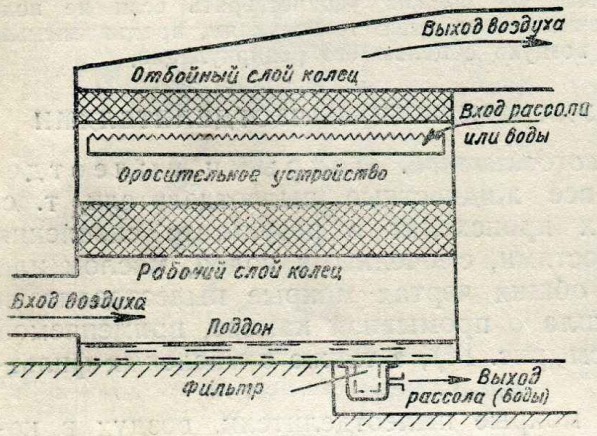


Рис. 159. Схема промывной камеры с насадкой, орошаемой водой или рассолом

При обработке воздуха в мокрых пылеотделителях состояние его существенно изменяется в результате тепло- и влагообмена с водой. Не излагая здесь этих процессов, а также расчетов промывных камер, мы отсылаем читателя, если возникнет необходимость в таких расчетах, к литературе по вопросам кондиционирования воздуха (16, 46, 47).

Промывные камеры Промзернопроекта. Промзернопроект проектирует промывные камеры железобетонными либо металлическими каркасными. Железобетонные камеры предназначены преимущественно для сооружения их на первых этажах зданий с фундаментом в грунте, в то время как металлические могут быть установлены на любом этаже.

Типовая горизонтальная железобетонная промывная камера производительностью 35 000÷40 000 *м³/час,* конструкция которой разработана в Промзернопроекте инж. Э. Е. Дорфманом, показана на рис. 160. Она представляет собой железобетонное сооружение длиной 5,12 *м,* шириной 2,28 *м* и высотой 2,16 *м,* со стенками толщиной 80 *мм,* общим весом около 4000 *кг,* имеющее фундамент, углубленный по отношению к отметке пола примерно на 1 *м*; в нем расположен поддон для сбора воды и предварительной очистки ее при помощи плоско-сетчатых фильтров.

Часть воздуха, направляемая после всасывающих матерчатых фильтров в рециркуляцию, как и в камере, изображенной на рис. 14, поступает сверху через прямоугольное отверстие *1* в распределительную часть камеры, в которой изогнутыми поверхностями *2* достаточно равномерно распределяется по ее высоте.

Водопроводные трубы *3* с присоединенными к ним оросительными соплами *С,* именуемые обычно оросительной, или водораспыливающей, гребенкой, установлены перед мокрым сепаратором *4,* орошаемым сверху гребенкой *6,* смывающей остатки пыли, содержавшейся в воздухе, в поддон *16.* Сухой сепаратор *5* с более редко расставленными поверхностями отделяет от воздуха капельки воды, могущие содержаться в нем, после чего воздух поступает в смесительную часть камеры *14,* где он смешивается с наружным воздухом, прошед-

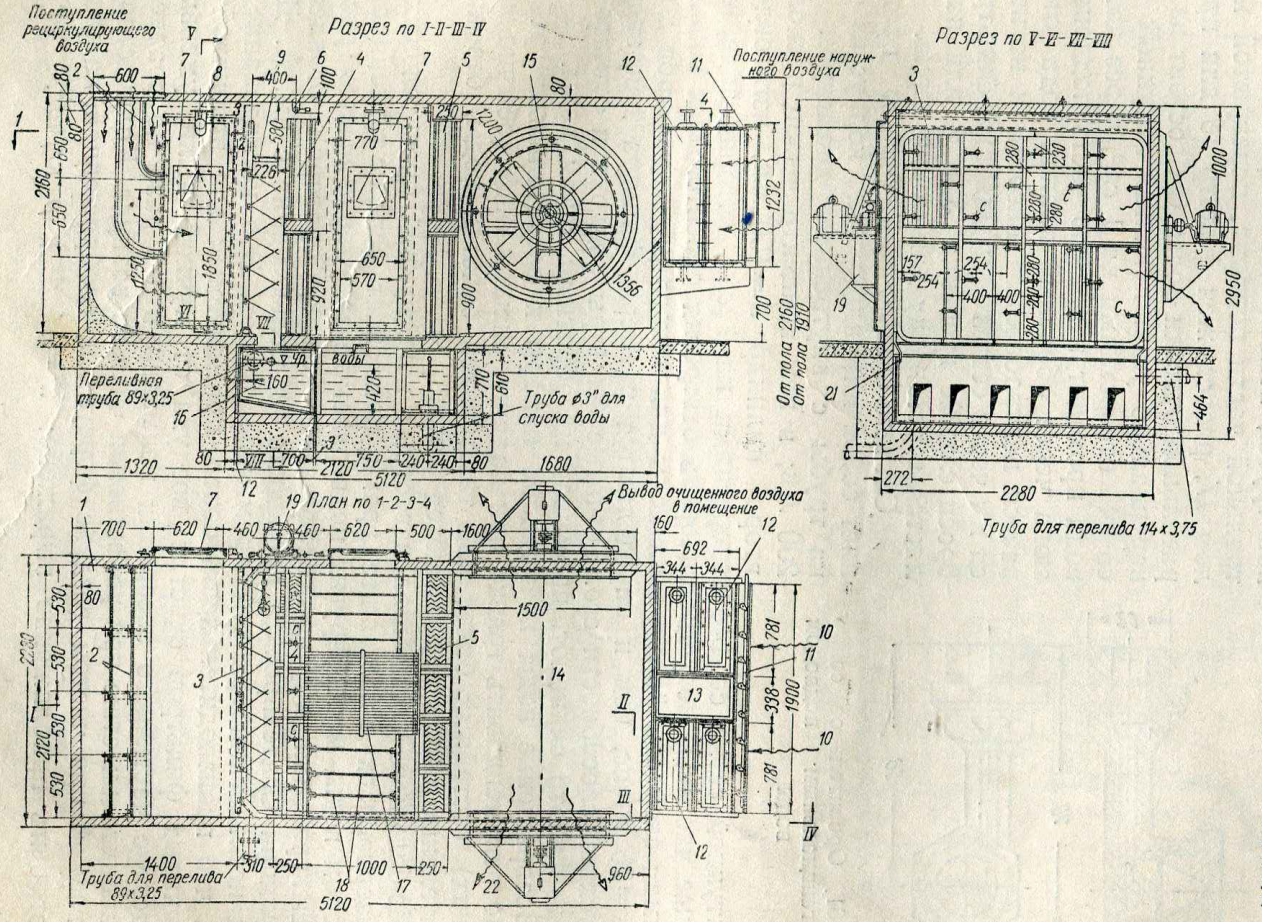


Рис. 160. Горизонтальная промывная камера Промзернопроекта (железобетонная, типовая, 1946 г.):

1—поступление рециркулирующего воздуха; *2*—поверхности, распределяющие воздух по высоте камеры; *3*—основная гребенка с оросительными соплами (*C*); *4*—мокрые сепараторы; *5*—сухие сепараторы; *6*—верхняя гребенка, орошающая мокрый сепаратор; *7*—двери; *8*—электрические лампы; *9*—направляющие козырьки; *10*—поступление наружного воздуха; *11*—многостворчатый клапан (подвижные жалюзи); *12*—калориферы; *13*—обходный канал; *14*—смесительная часть камеры; *15*—осевые реверсивные вентиляторы ЦАГИ с $D_к$=1200 *мм*; *16*—поддон для сбора и очистки воды; *17*—настил над поддоном для сбора и очистки воды; *18*—латунные сетки для предварительной очистки рециркулирующей воды; *19*—сетчато-бутылочный фильтр для окончательной очистки воды; *20*—обратный клапан с защитной сеткой для забора воды из поддона; *21*—козырек для стока воды в поддон; *22*—электродвигатель АД 52/8 мощностью 3,5 *квт* при *n*=720 об/мин.

шим в холодное время года через калориферы *12*, а в теплое время — через обводный канал, расположенный между калориферами.

Разрежение в смесительной части камеры *14*, благодаря которому наружный воздух поступает в нее, создается осевыми вентиляторами *15* ЦАГИ, установленными со своими электродвигателями на боковой стенке смесительной части камеры. Для этой же цели при наличии металлических камер применяют центробежные вентиляторы низкого давления, устанавливаемые на отдельном фундаменте и соединяемые с камерой при помощи кольца из воздухонепроницаемой ткани во избежание передачи вибраций и шума от вентилятора к камере.

Количество воздуха, засасываемого извне и примешиваемого к рециркулирующему воздуху, регулируется многостворчатым клапаном *11*, установленным перед калорифером и представляющим собой подвижное жалюзи.

Вода, разбрызгиваемая соплами *C*, стекает в левую часть поддона *16*, наивысший уровень воды в котором определяется положением переливной трубы, показанной на рис. 160. В центральной части поддона, перекрытой настилом *17*, расположен фильтр *18* для предварительной очистки воды. Он состоит из ряда вертикально установленных латунных сеток со 144 отверстиями на 1 *см*², через которые вода проходит в правую часть поддона; отсюда через обратный клапан вода отсасывается центробежным насосом и нагнетается им через сетчато-бутылочный фильтр *19* в оросительные гребенки *3* и *6* или направляется в установку для мойки зерна.

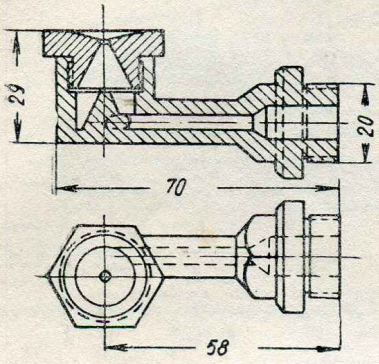


Рис. 161. Оросительное сопло с тангенциальным подводом воды

Сетчато-бутылочный фильтр представляет собой цилиндрический корпус из отрезка трубы с внутренним диаметром около 200 *мм*; в нем концентрически расположен второй цилиндр $d=150$ *мм*, изготовленный из латунной сетки со 144 отверстиями на 1 *см*², которая задерживает крупные частицы, могущие засорить отверстия оросительных сопел. Допустимая скорость фильтрации воды для такого рода фильтров доходит до $v_ф=25$ *м/час*, чем и определяются размеры фильтра для заданной пропускной способности его. Сетчатые фильтры поддона и сетчато-бутылочный фильтр очищают, промывая их обратным током воды.

Возвращение воды из поддона камеры к оросительным гребенкам можно рекомендовать только при наличии специальных (обычно дорогостоящих) отстойных баков для тщательной очистки воды, без которой оросительные сопла подвергаются закупорке.

Из большого количества известных конструкций оросительных сопел Промзернопроект в настоящее время применяет сопла с тангенциальным подводом воды, менее других подвергаемые закупорке пылью (рис. 161).

Центральная научно-исследовательская лаборатория отопления и вентиляции Сантехпроекта проводила на мелькомбинате им. А. Д. Цюрупы исследование работы промывных камер. Это исследование показало, что производительность сопел, применяемых для вторичной после матерчатых фильтров очистки воздуха от мучной пыли уменьшается вследствие частичного засорения примерно в 1,5 раза по сравнению с производительностью при увлажнении чистого воздуха. Количество воды, подаваемой при чистом воздухе форсункой, изображенной на рис. 161, может быть приближенно выражено: $W=14\ d^2\sqrt{p}$ *кг/час*,

где d — диаметр отверстия сопла в *мм*;

p — давление воды у сопла, равное обычно 2—3 *ати*.

Размеры камеры обусловливаются ее пропускной способностью, и скоростью движения воздуха в поперечном сечении камеры, принимаемой равной около 2,5 *м/сек*. Потери давления в промывных камерах определяются в основном сопротивлением сепараторов, пропорциональным динамическому давлению, которое соответствует средней скорости движения воздуха и коэффициенту сопротивления ζ; последний можно принять равным примерно 10 как для мокрого, так и для сухого сепаратора с тремя перегибами под углом 90° и расстоянием между пластинами 30÷60 *мм* (см. рис. 160).

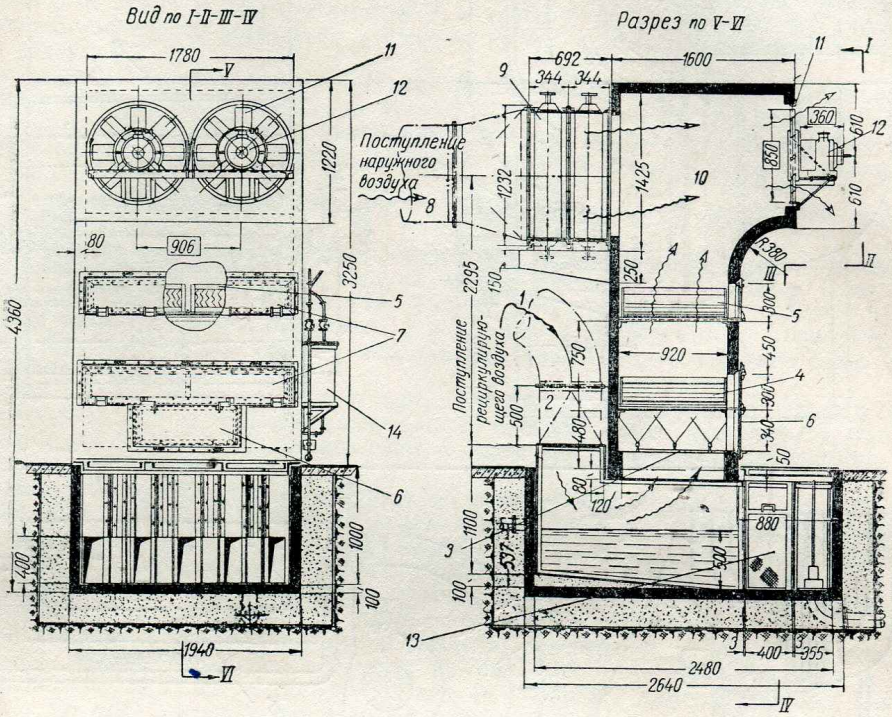


Рис. 162. Вертикальная промывная камера Промзернопроекта (железобетонная, типовая, 1946 г.):

1—поступление рециркулирующего воздуха; *2*—диффузоры, распределяющие воздух по длине камеры; *3*—гребенка с оросительными соплами; *4*—мокрые сепараторы; *5*—сухие сепараторы; *6*—дверь для доступа к оросительным соплам; *7*—двери для осмотра мокрых и сухих сепараторов; *8*—поступление наружного воздуха; *9*—калориферы Б-6; *10*—смесительная камера; *11*—осевые реверсивные вентиляторы ЦАГИ с $D_к$=850 *мм*; *12*—электродвигатель ТАГ 32/6 мощностью 2,75 *квт* при *n*=970 об/мин; *13*—сетчатый фильтр для рециркулирующей воды; *14*—сетчато-бутылочный фильтр

Вертикальные промывные камеры. Как указывалось, промывные камеры Промзернопроекта представляют собой громоздкие сооружения, требующие большой площади в производственных цехах. Так, описанная выше горизонтальная промывная камера требует около 3,3 *м²* площади пола цеха на каждые 10 000 *м³/час* пропускаемого ею воздуха. Несколько меньшую площадь на полу цеха занимают вертикальные промывные камеры, требующие, однако, помещения высотой около 4 *м*.

Одна из конструкций вертикальных промывных камер показана на рис. 162 и представляет собой железобетонное сооружение высотой 3,26 *мм*, покоящееся на фундаменте, используемом в качестве сборника и сетчатого фильтра для воды. Пропускная способность камеры, определяемая величиной площади ее поперечного сечения, равна 15 000÷18 000 *м³/час*; общий вес около 2700 *кг*.

Устройство этой камеры такое же, как и горизонтальной.

В вертикальной камере несколько неудачно горизонтальное расположение сепараторов, которые должны сбрасывать с себя воду, содержащую частицы пыли, против тока воздуха и воды; менее удобно и обслуживание сопел и сепараторов, что вызвано невозможностью войти в камеру. В то же время одним из преимуществ вертикальной камеры является возможность некоторого повышения скорости движения воздуха в ней, вплоть до $v_к$=3,5 *м/сек*, что позволяет увеличить пропускную способность ее на 20÷30% по сравнению с горизонтальной камерой.

Общие недостатки и тех и других, кроме громоздкости их, заключаются в возможности засорения отдельных форсунок при очистке запыленного воздуха и по-

вышенная стоимость эксплуатации, вызываемая в частности большим расходом воды (до 7—8% цеховой стоимости переработки зерна).

Промывные камеры ВНИИЗ и другие жидкостные пылеотделители. Перечисленные недостатки промывных камер Промзернопроекта отсутствуют в конструкции промывной камеры ВНИИЗ, разработанной инж. М. М. Васильевым (рис. 163).

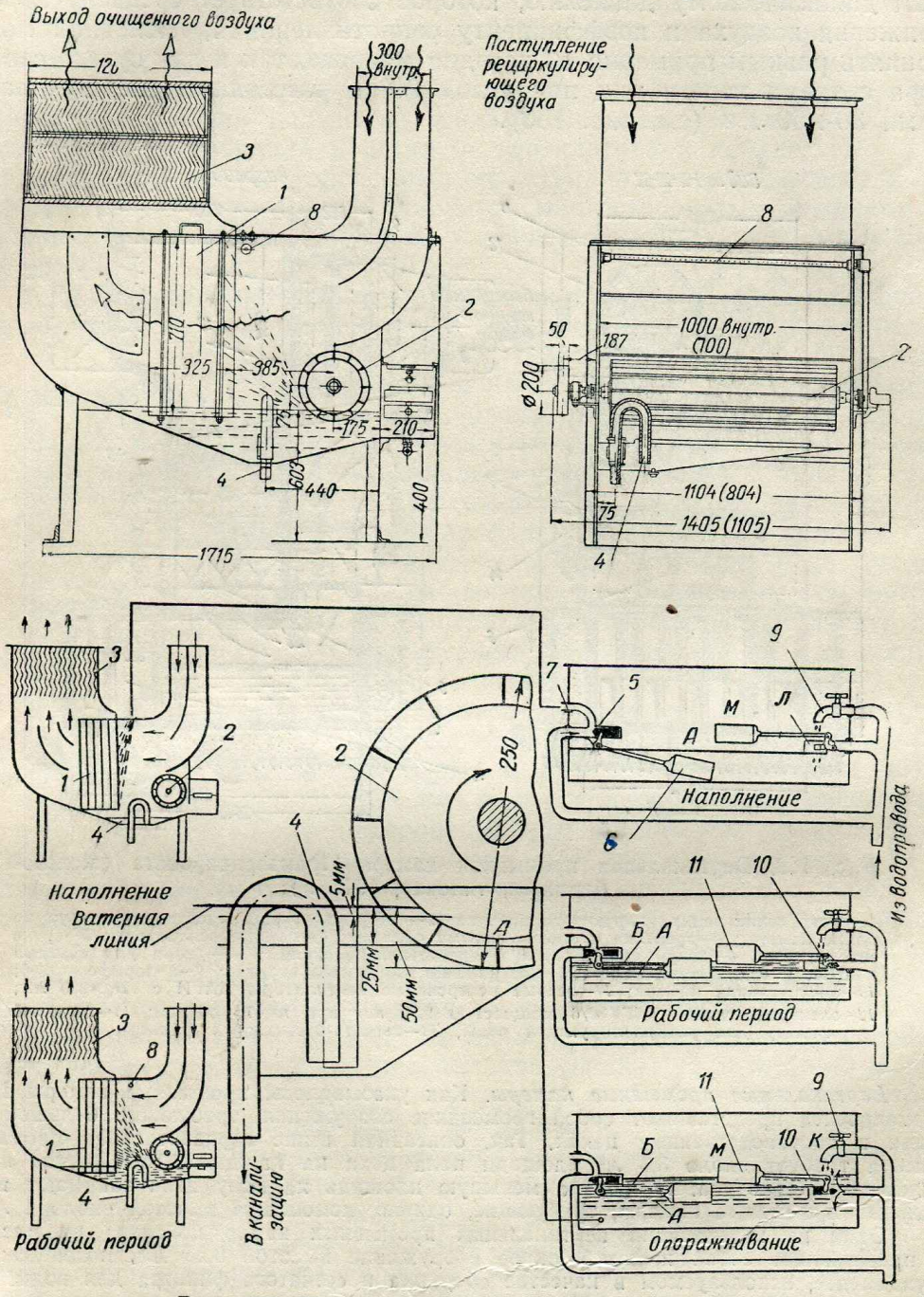


Рис. 163. Промывная камера ВНИИЗ (ФАМ):

вверху—конструкция; внизу—процесс наполнения, рабочий период и опорожнение ванны камеры

В отличие от камер Промзернопроекта, большой расход воды в которых обусловливается однократным ее использованием, после чего она выводится наружу, в камере ВНИИЗ вода используется многократно для целей отделения пыли от воздуха, вследствие чего расход воды резко, примерно в 10 раз, снижается. Основным рабочим органом ее является мокрый сепаратор *1*, обрызгиваемый лопастным колесом *2*, вращающимся по часовой стрелке со скоростью около 5,5 *м/сек* ($D_к$=250 *мм*, n=400÷450 об/мин.).

Рециркулирующий в здании, очищаемый от пыли воздух проходит через водяную завесу, образуемую лопастным колесом *2*, затем через мокрый сепаратор *1* и далее через сухой сепаратор *3*, отделяющий водяную пыль. Вода с обоих сепараторов стекает в ванну-камеру, которая периодически, по мере накопления в ней пыли, опорожняется через сифон *4*. Количество воды в ванне пропорционально ширине камеры и составляет 300 *л* на 1 *м* ширины ее.

После опорожнения ванна камеры снова автоматически наполняется через кран *5*, открываемый опустившимся поплавком *6*. При этом открывается отверстие *7*, подающее воду к расположенной вверху трубе *8* с отверстиями; через них вода орошает мокрый сепаратор *1* в тот промежуток времени, на который колесо *2* выходит из соприкосновения с опустившимся уровнем воды.

Когда поплавок *6* поднимается до уровня, отмеченного буквой *А*, подача воды через кран *5* в ванну и через отверстие *7* к трубе *8* прекращается; при указанном уровне лопастное колесо погружено в воду на 25 *мм* и мокрый сепаратор орошается колесом снизу.

В этот период вода в ванну поступает только через слегка приоткрытый кран *9* до тех пор, пока не поднимается до уровня *Б*, после превышения которого открывается кран *10* под воздействием приподнимающегося поплавка *11*. Поступление воды через открывшийся кран *10* быстро повышает уровень ее и заполняет колено сифона *4*, опорожняющего ванну.

Далее снова повторяется весь цикл работы, включающий наполнение, рабочий период и опорожнение ванны.

Длительность рабочего периода, принимаемую обычно равной около 4 часов, при малой запыленности очищаемого воздуха можно увеличить, прикрывая кран *9*, и уменьшить, при большой запыленности, больше открывая его.

Расход воды составляет примерно 10 *л* на 1000 $м^3$ воздуха, т. е. менее 1% веса его; при обычных нормах отсоса воздуха от машин это составляет всего лишь —150 *л*(воды)/*т*(зерна).

Потери пыли с водой зависят от качества работы всасывающих фильтров (первичная очистка); при остаточной запыленности воздуха после очистки его матерчатыми фильтрами 7÷20 $мг/м^3$ потери пыли с водой могут достигать 0,01÷0,03% веса перерабатываемого зерна.

Процесс взаимодействия между воздухом и водой в промывных камерах ВНИИЗ весьма близок к адиабатическому, за исключением относительно небольшого периода времени после очередного наполнения ванны.

Мощность, потребная для привода обрызгивающего колеса *2*, составляет примерно 1 *квт* на 1 *м* ширины камеры (длины колеса). Ее пропускная способность определяется габаритной площадью поперечного сечения мокрого сепаратора и номинальной средней скоростью движения воздуха, отнесенной ко всей этой площади ($v_к \leqslant 4{,}0 \div 4{,}3$ *м/сек*). Размеры, указанные на рис. 163, относятся к камере с производительностью до 11 000 и до 7500 $м^3/час$ (в скобках). Камеры ВНИИЗ требуют примерно в 1,5 раза меньшей площади на полу цеха, чем камеры Промзернопроекта (2,3÷2,6 $м^2$ на каждые 10 000 $м^3/час$ воздуха). Чем больше производительность камеры, тем меньше удельная площадь, занимаемая ею.

Промывная камера ВНИИЗ в 1944 г. опробована в производственных условиях мельниц и разрешена для применения на них.

Из жидкостных пылеотделителей, заслуживающих внимания в смысле возможности применения их для вторичной очистки воздуха, следует упомянуть о самоочищающемся сетчатом фильтре типа «Электропром». Он представляет собой очень медленно движущуюся бесконечную цепь с подвешенными к ней шторками из стального или бронзового сита. Шторки проходят через ванну, наполненную жидкостью, и образуют два фильтрующих слоя — восходящий и нисходящий, через которые последовательно проходит очищаемый воздух (45).

Основной причиной, задерживающей распространение указанного фильтра на предприятиях мукомольной, крупяной и комбикормовой промышленности, является недостаточная изученность вопроса о жидкостях, могущих заменить в этом пылеотделителе масло, не допустимое по противопожарным соображениям.

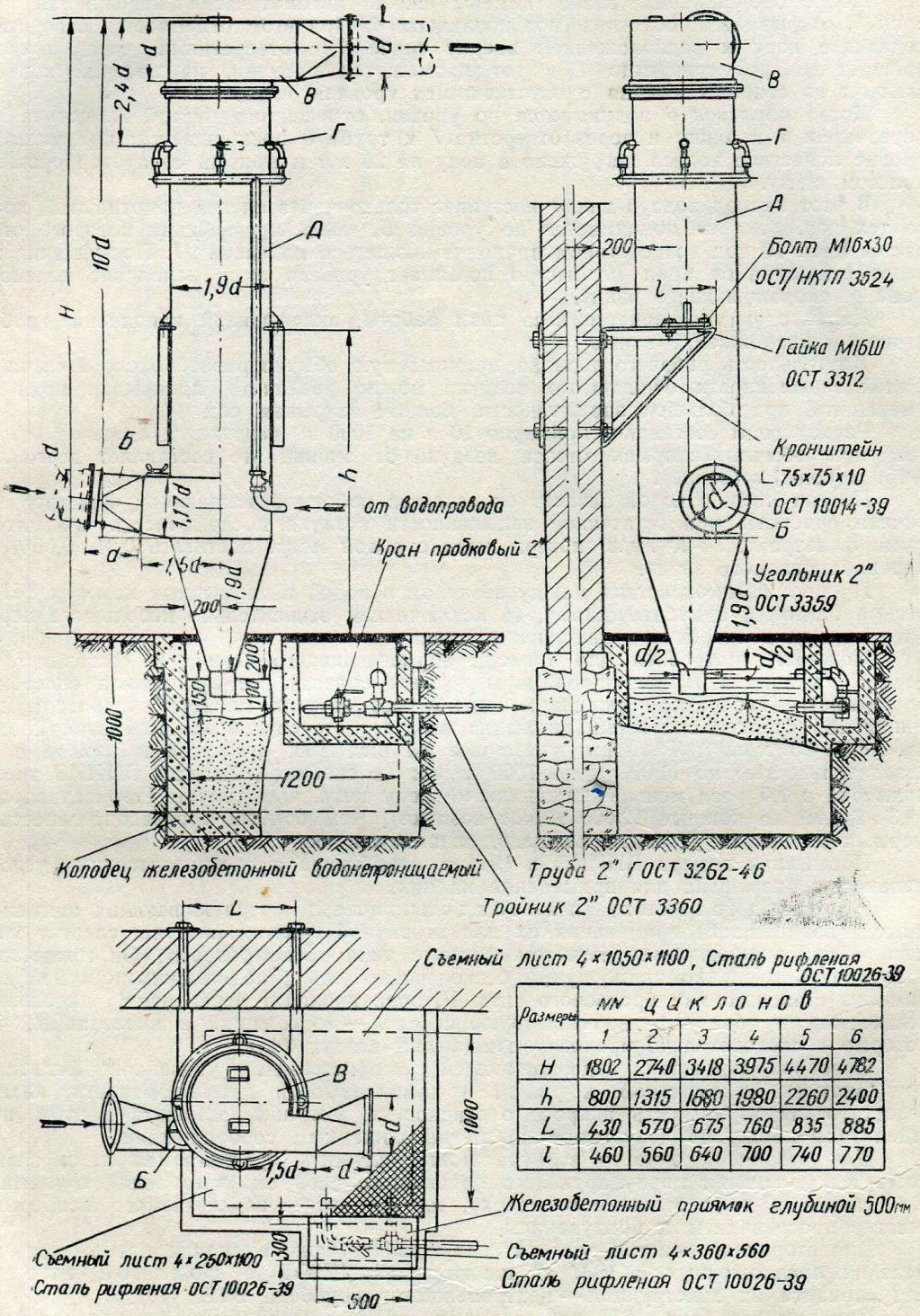
Для вторичной очистки воздуха может служить предлагаемая нами возможность использования циркулирующего подвижного слоя сыпучего тела (крупный песок, галька и др.), орошаемого сверху, или сухого и подвергаемого непрерывной очистке просеиванием и продуванием.

Для вторичной очистки воздуха заслуживает также внимания возможность применения предложенных в 1937 г. циклонов ЛИОТ с водяной пленкой или варианта их конструкции — центробежного скруббера ВТИ (48).

Циклоны эти (рис. 164) представляют собой высокий вертикальный цилиндр *А* диаметром 0,3÷0,8 *м*, в который воздух подводится снизу тангенциально расположенным патрубком *Б* и выводится сверху через улитку *В*. В верхней части цилиндра *А* равномерно расположены по окружности 3—6 сопел *Г*, подающих воду на внутренние стенки циклона по направлению касательных к окружности. Вода, подаваемая в количестве 0,13÷0,30 *л* на 1 $м^3$ очищаемого от пыли воздуха, образует на внутренней поверхности циклона пленку, движущуюся вниз по винтовой траектории навстречу поднимающемуся вверх запыленному воздушному потоку, вращающемуся в том же направлении.

Пылинки под действием центробежной силы инерции прилипают к движущейся вниз водяной пленке и выводятся с водой наружу через коническую часть циклона.

Показанный на рис. 164 отстойник может быть расположен не только под циклоном, но и в удалении от него; однако выводящее отверстие сточной трубы



Размеры	мм ЦИКЛОНОВ					
	1	2	3	4	5	6
H	1802	2740	3418	3975	4470	4782
h	800	1315	1680	1980	2260	2400
L	430	570	675	760	835	885
l	460	560	640	700	740	770

Рис. 164. Циклон ЛИОТ с водяной пленкой и схема его установки

обязательно должно быть расположено ниже зеркала воды в сборном резервуаре. Крайне желательно устройство механической разгрузки отстойников от осадка, которое может действовать не беспрерывно, а периодически. Внутренние поверхности циклона следует окрашивать химически стойкой эмалью три раза (ХСЭ по ВТУ МХП 1777-48).

Описываемые циклоны, как правило, следует устанавливать в отапливаемом помещении, за исключением некоторых южных районов. Однако в случае крайней необходимости, например для вторичной очистки воздуха после обычных циклонов на элеваторах, расположенных в жилой зоне, возможны в зимнее время подача горячей воды в установленный снаружи циклон или подогрев теплоизолированных стенок его (водяная рубашка или электроподогрев). Основной потерей тепла является при этом затрата на подогрев очищаемого от пыли воздуха. Уменьшить затраты тепла можно, применяя вместо воды недорогие соляные растворы, понижающие температуру замерзания; осуществление этого потребует обязательной рециркуляции раствора.

Циклоны ЛИОТ с водяной пленкой можно устанавливать как на нагнетающей, так и на всасывающей линии; последнее предпочтительно, учитывая возможность выброса запыленного воздуха через случайные неплотности внутрь помещения, в котором установлен циклон.

Применение этого циклона ЛИОТ рекомендует при пылесодержании, не превышающем 2 *г/м*³. Коэффициент очистки воздуха относительно высок и растет с повышением скорости входа воздуха до 21 *м/сек*; так, например, при испытаниях циклона с наружным диаметром 250 *мм* на пыли, осевшей в литейных цехах и состоявшей на 90% из частиц меньше 50 μ, коэффициент очистки воздуха доходил до 99,0% при $v_{вх}=10$ *м/сек* и до 99,6% — при $v_{вх}=21$ *м/сек*. Поэтому рекомендуемые ЛИОТ скорости входа воздуха, определяющие пропускную способность циклона, колеблются в пределах от 15 до 21 *м/сек*.

Коэффициент сопротивления циклона, отнесенный к скоростному давлению при входе воздуха в циклон, $\zeta_{ц}=3{,}05$.

Циклоны ЛИОТ с водяной пленкой нормализованы шестью размерами и характеризуются следующими основными данными:

№ циклонов	1	2	3	4	5	6
Пропускная способность в *м*³/*час* при:						
$v_{вх}=15$ *м/сек*	1250	2500	3750	5000	6250	7100
$v_{вх}=21$ *м/сек*	1750	3500	5250	7000	8750	10000
Диаметр входного отверстия *d* в *мм*	170	245	300	345	385	410
Наружный диаметр (1,9 *d*) в *мм*	323	466	570	655	731	780
Число сопел	3	4	5	5	6	6
Удельный расход воды в *л*/*м*³ (воздуха)	0,30	0,22	0,18	0,15	0,14	0,13
Вес в *кг*	75	130	185	250	310	350

Получив распространение во многих отраслях промышленности, циклоны эти проходят стадию опробования эффективности применения их на мельницах.

46. ВОЗМОЖНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ БУМАЖНЫХ ФИЛЬТРОВ ДЛЯ ВТОРИЧНОЙ ОЧИСТКИ ВОЗДУХА С ЦЕЛЬЮ ЕГО РЕЦИРКУЛЯЦИИ

Применение бумажных фильтров для окончательной очистки воздуха от пыли имеет следующие основные преимущества по сравнению с мокрыми способами такой же очистки:

— бумажные фильтры, как и матерчатые, не охлаждают воздуха и не увлажняют его;

— удешевляется и упрощается эксплуатация вентиляционных установок в связи с отпадением надобности в воде;

— ликвидируются потери продуктов помола с промывной водой.

В настоящее время благодаря работам Ленинградского и Московского институтов охраны труда ВЦСПС бумажные фильтры начинают получать распространение для предварительного обеспыливания приточного воздуха, забираемого из атмосферы (49, 50).

Для этого пористую бумагу зигзагообразно укладывают в кассету (рис. 165,*а, б*), состоящую из двух половин (*1* и *2*) с клиновидными выступами, входящими один в другой и зажимающими бумагу. Клиновидные выступы одной из половин кассеты обтянуты оцинкованным ситом с 3—4 отверстиями на линейный сантиметр, служащим опорой для бумаги, прижимаемой к нему разностью давлений.

Исследования различной пропускной бумаги, проведенные в 1941 г. в Одесском технологическом институте имени И. В. Сталина, показали, что способность фильтровальной и бюварной бумаги задерживать зерновую и мучную пыль практически близка к 100%; сопротивление бумаги определяется, с одной стороны, плотностью или

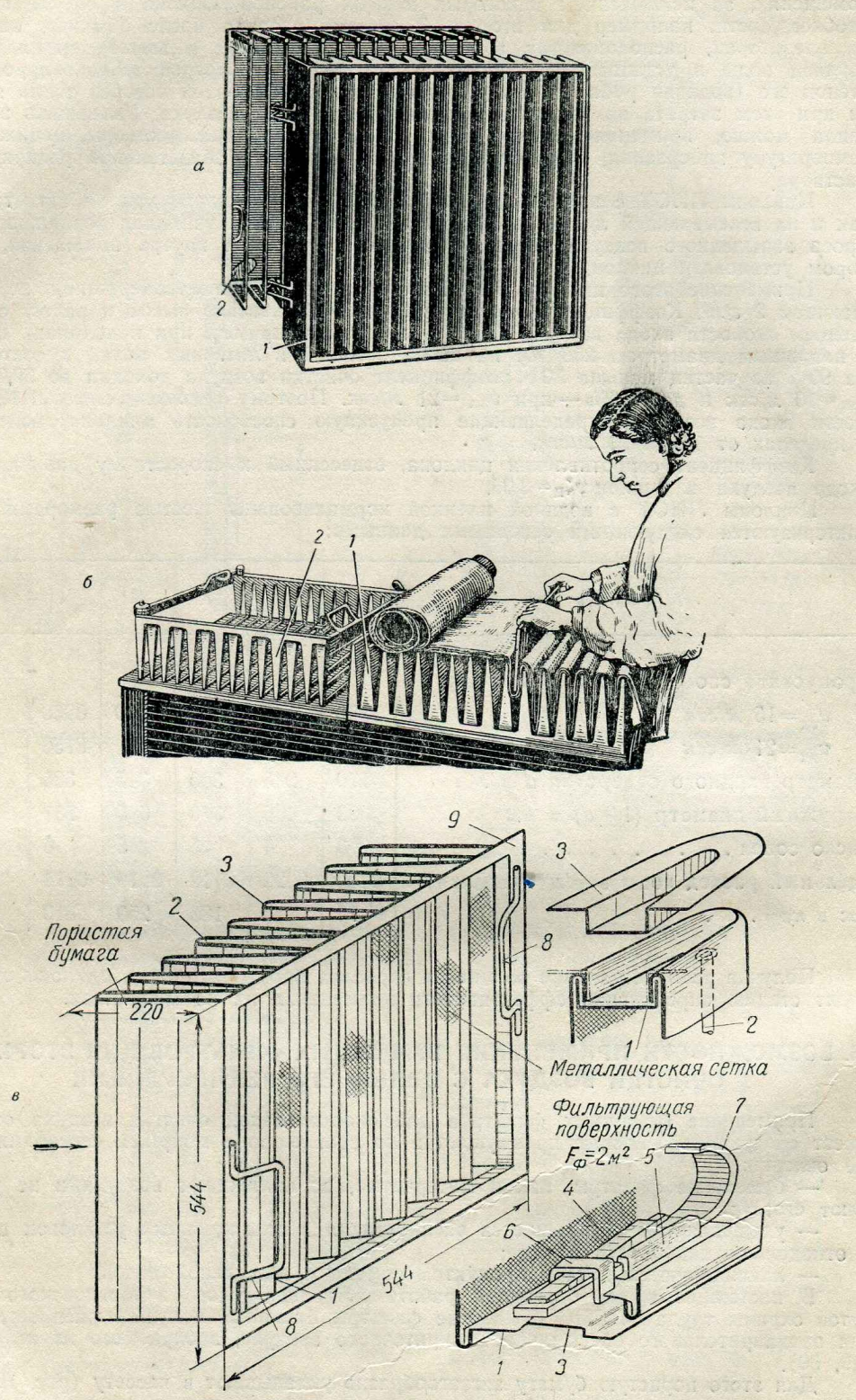


Рис. 165. Кассеты бумажного фильтра:

а—две половины кассеты; *б*—укладка пористой бумаги в кассету; *в*—кассета бумажного фильтра ЛИОТ типа 6-49: *1*—боковинки кассеты; *2*—стержни жесткости; *3*—накладная планка для зажима краев бумаги; *4*—клинообразная задвижка; *5*—направляющие задвижки *4*; *6*—скоба, прикрепленная к накладной планке *3*; *7*—ручка клинообразной задвижки; *8*—ручки для переноски кассеты; *9*—рамка кассеты

весом 1 $м^2$ ее, а с другой,— степенью проклейки и рыхлостью массы листа; так, например, более тонкая и, следовательно, легкая, но хорошо спрессованная бумага может иметь сопротивление большее, чем толстая и рыхлая бумага.

Сопротивление различных сортов пропускной бумаги при $v_ф = 80$ *м/час* может быть охарактеризовано следующими величинами:

	Вес ($г/м^2$)	Сопротивление ($кГ/м^2$)
бюварная белая	62	25
бюварная голубая	82	29
лабораторная плотная	78	35
лабораторная нормальная	69	43
бюварная розовая	59	92
техническая зольная	283	111

Эти данные свидетельствуют, что некоторые сорта пропускной бумаги при скорости фильтрации, обычной для нагнетательных фильтров с рукавами из бязи, оказывают сопротивление лишь несколько большее, чем сопротивление применявшихся ранее нагнетательных фильтров.

В связи с этим следует считать реальной возможность создания вертикально-рукавного фильтра с комбинированными рукавами, состоящими из наружного матерчатого и внутреннего бумажного с несколько бóльшим диаметром; благодаря этому разрыв его невозможен, так как внутренний бумажный рукав плотно прилегает к наружному матерчатому. Сопротивление всасывающего или нагнетательного фильтра с такими рукавами при скорости фильтрации до $v_ф = 100$ *м/час* может быть $\sim 100 \div 120$ $кГ/м^2$; рукава должны очищаться в результате интенсивного встряхивания с одновременным прекращением тока очищаемого от пыли воздуха. Разработка и применение такого фильтра не исключает необходимости применения огнепреградителя, например гравийной колонки ВНИИЗ-ЦНИИПО.

Весьма интересная работа по изучению эффективности и сопротивления бумажных фильтров проведена ЛИОТ, применившим для этого рыхлую морщинистую бумагу, называемую алигнином и представляющую собой почти не прессованные листы целлюлозы, а также бумагу-шелковку, изготовляемую из лучших сортов хлопка.

ЛИОТ разработал конструкцию кассеты для бумажного фильтра, вмещающую при размерах, показанных на рис. 165, около 2,0 $м^2$ фильтрующей поверхности. Скорость фильтрации воздуха допускается равной $\sim v_ф = 600$ *м/час,* что составляет до 4000 $м^3/час$ на 1 $м^2$ габаритной площади сечения кассеты.

По данным ЛИОТ фильтрующий слой, состоящий из 10 слоев алигнина, при сопротивлении до 15 $кГ/м^2$ имеет пылеемкость, доходящую до 205 $г/м^2$ при $\eta_п = 92—94\%$; на основе этих данных можно подсчитать, что при запыленности воздуха, поступающего в фильтр, равной 3 $мг/м^3$, срок службы фильтра без замены бумаги составит 114 часов.

Вопросы вторичной очистки воздуха и рециркуляции его, имеющие большое практическое значение для наших предприятий, не получили пока удовлетворительного решения; поэтому мы сочли нужным дать краткое описание бумажных фильтров и других пылеотделителей с целью наметить возможные пути дальнейшей работы в этом направлении.

РАЗДЕЛ ПЯТЫЙ

РАСЧЕТ СЕТЕЙ ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ ВОЗДУХОВОДОВ

ГЛАВА XII

ОБЩИЕ ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И РАСЧЕТА РАЗВЕТВЛЕННЫХ ВОЗДУХОВОДОВ ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ УСТАНОВОК

Важнейшей основой материала этого раздела являются элементы промышленной аэродинамики. Узко прикладные вопросы проектирования, излагаемые в специальном учебном пособии, затрагиваются здесь лишь постольку, поскольку они непосредственно связаны с расчетом вентиляционных воздуховодов.

47. СОДЕРЖАНИЕ РАСЧЕТОВ РАЗВЕТВЛЕННЫХ ВОЗДУХОВОДОВ

Расчету вентиляционной сети, необходимому как при проектировании новых установок, так и при переоборудовании и эксплуатации действующих, предшествует составление задания, включающего следующие данные:

— объемы воздуха для каждой конечной точки сети, подлежащие отсасыванию от оборудования, и связанные с их величиной аэродинамические сопротивления аспирируемого оборудования;

— скорости движения воздуха в трубах, которые необходимо соблюсти во избежание осаждения пыли в воздуховодах, учитывая также соображения о минимальной стоимости эксплуатации вентиляционной сети;

— схему расположения воздуховодов сети с указанием длины прямолинейных участков и геометрических характеристик фасонных деталей.

В результате расчета должны быть определены:

— величина полного давления, которое должен развивать вентилятор для преодоления сопротивления сети при сообщении воздуху требующейся скорости (первая задача расчета);

— размеры поперечного сечения труб каждого участка сети, обусловливающие прохождение заданных объемов воздуха (вторая задача расчета).

Первая задача расчета вентиляционной сети — определение полного давления вентилятора — сводится к уже известному нам подсчету потерь давления по магистральному направлению разветвленной сети воздуховодов, или, точнее говоря, к определению величин полного давления в конце всасывающей и в начале нагнетающей сети (см. выражение IV-21 и главу V,17 и 18).

Зная полное давление, которое должен развивать вентилятор для перемещения требуемых заданием объемов воздуха, можно определить размеры и число оборотов вентилятора, нужного для данной сети и ра-

ботающего в ней наиболее экономично, т. е. с наименьшей затратой энергии.

Вторая задача расчета — определение поперечных размеров разветвленных воздуховодов вентиляционной сети — решается двумя различными способами:

1. Для магистрального направления диаметры воздуховодов легко определяют, исходя из заданного объема перемещаемого воздуха $Q_с$ *м³/сек* и принятой скорости движения воздуха v *м/сек* по уравнению неразрывности (см. главу IV, 10) в известной форме выражения объемного расхода:

$$Q_с = \frac{\pi}{4} v D^2 = 0{,}785\, v D^2.$$

Отсюда

$$D = 1{,}128 \sqrt{\frac{Q_с}{v}} = 0{,}1456 \sqrt{\frac{Q_м}{v}} = 0{,}0188 \sqrt{\frac{Q_ч}{v}}\ м. \qquad (XII\text{-}1)$$

2. Для ответвлений такое определение поперечных размеров непригодно, так как скорость движения воздуха в них зависит, с одной стороны, от величины действующего на ответвление полного давления, а с другой,— от величины всех сопротивлений, имеющихся в ответвлении.

Как указывалось (глава V, 17), величина потерь давления в ответвлении ($H_{отв}$) должна быть равна потерям давления по магистрали ($H_{маг}$) от начала ее до места присоединения данного ответвления; из этого условия

$$H_{отв} = H_{маг}, \qquad (XII\text{-}2)$$

зная из решения первой задачи расчета величину $H_{маг}$, можно найти величину диаметра ответвления ($D_{отв}$), учитывая, что потери в ответвлении $H_{отв}$ выражаются в частности через $D_{отв}$ (см. уравнение XIII-13).

Составление расчетного задания — работа не менее ответственная, чем выполнение самого расчета вентиляционной сети. Ошибки в определении объема воздуха, подлежащего отсасыванию от машины, или в аэродинамическом сопротивлении ее, вызывают последствия не менее опасные, чем ошибки в самом проведении расчета вентиляционной сети (недостаточная эффективность действия вентиляционной установки или повышенная стоимость ее эксплуатации).

Весьма важен, особенно в отношении удешевления эксплуатации вентиляционных установок, вопрос о компоновке проектируемых и рассчитываемых сетей, т. е. о наиболее целесообразном объединении отдельных точек, подлежащих аспирации, в одну вентиляционную сеть.

Поэтому все эти вопросы, касающиеся проектирования, но связанные непосредственно с расчетом вентиляционных сетей, изложены в данной главе как вопросы, общие для всех методов расчета разветвленных воздуховодов вентиляционных установок промышленных предприятий.

48. ОБЪЕМЫ ВОЗДУХА, ПОДЛЕЖАЩИЕ ОТСАСЫВАНИЮ ОТ ОБОРУДОВАНИЯ

До 1933 г. ни в специальной технической литературе, ни в инженерной практике не были известны сколько-нибудь обоснованные методы определения объемов воздуха, подлежащих отсасыванию от оборудования элеваторов, мельниц и крупяных заводов. Рекомендовавшиеся в литературе величины аспирируемых объемов воздуха были грубо эмпирическими, не обоснованными ни экспериментом, ни анализом, ни даже сколько-нибудь тщательно проведенными измерениями. Во многих случаях эти величины представляли собой лишь предполагаемые объемы воздуха, фактически отсасываемого в производственных условиях. Поэтому рекомендовавшиеся различными источниками величины аспирируемых объемов воздуха резко расходились, т. е. по существу были неопределенными (51).

Экспериментальные определения величин аспирируемых объемов воздуха, в течение нескольких лет систематически проводившиеся автором на элеваторе и мельнице № 2 Одесского треста Главмуки, а также на мельницах № 5 и № 6 Ново-

сибирского треста, анализ результатов, получаемых при изменении аспирируемых объемов, и разработка метода баланса объемов аспирируемого оборудования позволили нам в 1933 г. предложить метод критического обоснования норм аспирации для большинства видов аспирируемого оборудования и машин, использующих воздушные потоки в технологических процессах (68).

В отличие от рекомендовавшихся в литературе того времени и применявшихся различными организациями (Хлебострой, Главмука, Союзпродмаш) норм аспирируемых объемов воздуха, которые не были связаны с сопротивлением оборудования, в том же 1933 г. были предложены коэффициенты ξ сопротивления аспирируемого оборудования (68). Разумеется, правильно оценить аэродинамическое сопротивление оборудования не менее важно, чем назначить аспирируемый объем воздуха, так как величина сопротивления машины, принятая при расчете вентиляционной сети, определяет тот объем воздуха, который фактически будет отсасываться от нее.

Расход воздуха, предложенный нами в обобщенных выражениях, был значительно меньшим, чем рекомендовавшийся нормами (68), принятыми в то время и даже значительно позднее (например Промзернопроектом в 1940 г.). С 1948 г. и Промзернопроект применяет для элеваторного оборудования нормы отсоса воздуха, резко сниженные по сравнению с нормами 1940 г.

В 1936 г. Научно-технический совет Комитета заготовок при СНК СССР утвердил нормы аспирируемых объемов для оборудования мельниц и крупозаводов, которые уже содержали данные о сопротивлениях машин ($H_м$), выраженные в *мм* вод. ст., но без указания на характер зависимости между аспирируемыми объемами и сопротивлением машины.

В середине 1939 г. НТС Наркомзага СССР утвердил «Временные нормы по аспирации мельничных машин для проектирования аспирационных установок». Эти нормы уточняют величины Q по сравнению с 1936 г. и содержат уже величины коэффициентов ε. Однако общих аналитических обоснований действующие временные нормы пока не имеют.

При расчете вентиляционных установок элеваторов в настоящее время руководствуются нормами, приведенными в приложениях к данной книге, а при расчете вентиляционных установок мельниц и крупозаводов — упомянутыми временными нормами 1939 г., приведенными там же [1].

49. ВЫБОР СКОРОСТИ ДВИЖЕНИЯ ВОЗДУХА В РАССЧИТЫВАЕМОЙ ВЕНТИЛЯЦИОННОЙ СЕТИ

Скорость движения воздуха определяется, с одной стороны, чисто экономическими соображениями (минимумом стоимости эксплуатации сети воздуховодов), а с другой,— соображениями о надежности работы без закупорки воздуховодов отложениями пыли.

В основу расчета длинных воздуховодов, несущих обеспыленный воздух, с содержанием высокодисперсной пыли 10 *мг/м*^{3} и менее, следует положить величину экономически наивыгоднейшей скорости воздуха. Как будет показано далее, эта величина в наиболее часто встречающихся условиях обычно меньше величины надежно транспортирующей скорости.

Следует подчеркнуть, что исходная скорость движения воздуха, указываемая в задании, является м и н и м а л ь н о й для разветвленной сети воздуховодов. Точно соблюсти ее возможно только в начальном участке магистрального направления всасывающей сети воздуховодов, так как по мере присоединения к магистрали ответвлений, скорость движения воздуха в которых всегда несколько выше, исходная скорость постепенно возрастает. Неизменной, т. е. вполне одинаковой во всех участках разветвленного воздуховода, скорость может остаться при условии, если сопротивление каждого ответвления регулируется не изменением диаметра по всей длине, а лишь местным сужением ответвления, т. е. установкой шайб или диафрагм в них.

---

[1] Нормы аспирируемых объемов воздуха, которыми руководствуются при расчетах вентиляционных сетей в настоящее время, нуждаются в аналитических обоснованиях. Эти обоснования позволят уточнять рекомендуемые величины и делать их более конкретными, применимыми для различных условий работы аспирируемого оборудования и воздушных сепараторов.

Экономически наивыгоднейшая скорость движения воздуха. Для ориентировки в выборе скорости движения воздуха следует установить, как изменяется величина годовых затрат (G руб/год) на эксплуатацию вентиляционной установки с изменением этой скорости.

С увеличением скорости движения воздуха уменьшаются поперечные размеры воздуховодов, понижается первоначальная стоимость сети и, следовательно, абсолютная величина амортизационных отчислений при этом становится меньшей. Но одновременно возрастают эксплуатационные расходы, связанные с оплатой стоимости энергии, так как с увеличением скорости движения резко возрастают потери давления в сети.

Для того чтобы составить представление об оптимальной скорости движения воздуха, нужно найти общее выражение стоимости годовой эксплуатации и определить ее минимум в зависимости от изменения скорости.

Для сравнения степени экономичности различных скоростей движения воздуха можно принять, что стоимость годовой эксплуатации (G руб/год) складывается в основном из стоимости амортизации и ремонта вентиляционной сети (A руб/год) и стоимости энергии, расходуемой на преодоление сопротивлений сети (E руб/год), т. е.

$$G=A+E. \qquad \text{(XII-3)}$$

Остальные расходы, хотя и связанные с эксплуатацией сети, но не зависящие или мало зависящие от величины диаметров воздуховодов, можно не учитывать при решении поставленной задачи.

Если обозначить через z стоимость 1 *пог. м* воздуховода в установленном виде, выраженную в *руб/м*, l — длину воздуховода в *м*, p — процент ежегодных амортизационных отчислений, вносимых в банк, а также расходуемых предприятием на ремонт, то

$$A=\frac{plz}{100} \text{ руб/год.}$$

Стоимость 1 *пог. м* установленного воздуховода зависит от диаметра трубы и определяется стоимостью материалов, суммой заработной платы и накладных расходов, необходимых для изготовления и монтажа труб.

В результате анализа величины стоимости 1 *пог. м* установленного воздуховода (с учетом стоимости фасонных деталей его в ценах, введенных с 1 июля 1950 г., при весе стандартного листа стали 4—5 *кг*) найдено (рис. 166) с достаточной для наших целей точностью, что

$$z=aD+b \text{ руб/м}, \qquad \text{(XII-4)}$$

где D — диаметр воздуховода в метрах.

Таким образом, годовая стоимость амортизации и ремонта воздуховодов любого диаметра может быть приближенно выражена величиной:

$$A=\frac{pl}{100}(aD+b) \text{ руб/год.} \qquad \text{(XII-5)}$$

Обозначим далее через c стоимость 1 *квт-ч* в рублях, t — время работы вентиляционной установки в часах за сутки, n — число суток работы вентиляционной установки за год и через $\eta_у$ — коэффициент полезного действия установки в целом, равный $\eta_у=\eta_в\eta_э\eta_п$, где $\eta_в$ — к. п. д. вентилятора, $\eta_э$ — к. п. д. электродвигателя и $\eta_п$ — к. п. д. передачи от двигателя к вентилятору [1].

Годовая стоимость энергии, расходуемой вентилятором на преодоление сопротивлений воздуховодов, в соответствии с выражением (I-4) равна

$$E=ctn\frac{Q_с H_{с.в}}{102\eta_у} \text{ руб/год,} \qquad \text{(XII-6)}$$

где $H_{с.в}$ — потери давления в сети воздуховодов.

Следовательно, годовая сумма затрат на эксплуатацию сети воздуховодов равна в общем виде по выражению (XII-3)

$$G=\frac{pl}{100}(aD+b)+ctn\frac{Q_с H_{с.в}}{102\eta_у} \text{ руб/год.} \qquad \text{(XII-7)}$$

---

[1] В случае привода от трансмиссии $\eta_э$ выпадает из произведения, но в качестве $\eta_п$ подставляется произведение к. п. д. всех передач, начиная от двигателя вплоть до вентилятора.

Чтобы сделать полученное выражение более явно зависимым от диаметра, выразим $H_{с.в}$ через скорость движения воздуха и диаметр трубы. Потери давления в прямой трубе для стандартного воздуха (см. выражение V-10):

$$H_{пт}=\lambda\frac{l}{D}\frac{\rho v^2}{2}\approx\lambda\frac{l}{D}\frac{v^2}{16}\ кГ/м^2.$$

Длина, эквивалентная местным сопротивлениям воздуховода, если $\sum\zeta$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений, равна, как известно из выражения (V-58),

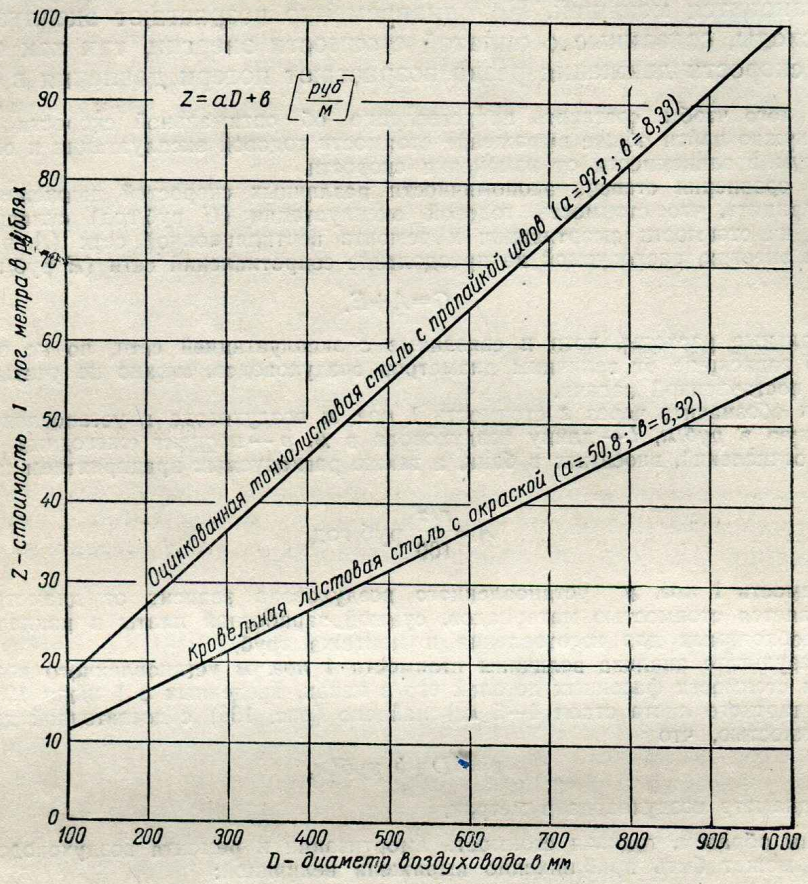


Рис. 166. Стоимость 1 *пог. м* установленного воздуховода

$l_{экв}=\frac{D}{\lambda}\sum\zeta$, и, следовательно, приведенная длина воздуховода с фасонными деталями $l_{прив}=l+l_{экв}=l+\frac{D}{\lambda}\sum\zeta$, а общие потери давления в сети воздуховодов

$$H_{пт}=H_{с.в}=\lambda\frac{l_{прив}}{D}\frac{v^2}{16}=\frac{v^2}{16}\left(\frac{\lambda l}{D}+\sum\zeta\right)\ кГ/м^2.$$

Считая в среднем на m погонных метров воздуховода одну фасонную деталь, получим, что во всем сложном воздуховоде содержится $\frac{l}{m}$ фасонных частей, каждая со средним коэффициентом сопротивления ζ; следовательно, $\sum\zeta=\zeta\frac{l}{m}$ и

$$H_{с.в}=\frac{lv^2}{16}\left(\frac{\lambda}{D}+\frac{\zeta}{m}\right)\ кГ/м^2.$$

Чтобы выразить $H_{с.в}$ в зависимости исключительно от диаметра при постоянном объеме перемещаемого воздуха, выразим v через Q и D: $v=\frac{4Q_с}{\pi D^2}=1{,}273\frac{Q_с}{D^2}$; при этом

$$H_{с.в}=0{,}101\frac{lQ_с^2}{D^4}\left(\frac{\lambda}{D}+\frac{\zeta}{m}\right).$$

Подставляя полученное значение $H_{с.в}$ в выражение (XII-7), найдем

$$G=\frac{pl}{100}(aD+b)+\frac{lQ_c^3}{10^3\eta_y D^4}\,ctn\left(\frac{\lambda}{D}+\frac{\zeta}{m}\right).$$

Для определения условий, при которых величина годовых эксплуатационных затрат будет наименьшей, найдем $\frac{dG}{dD}$ и, приравняв ее к нулю, получим:

$$\frac{dG}{dD}=0{,}01apl-\frac{lQ_c^3 ctn\lambda}{200\eta_y D^6}-\frac{lQ_c^3 ctn\zeta}{250m\eta_y D^5}=0.$$

Выразив величину Q_c через v и D, т. е. подставив $Q_c=\frac{\pi}{4}D^2v=0{,}7854vD^2$ в последнее выражение, получим:

$$0{,}01ap=\frac{ctnv^3}{416\eta_y}\left(\lambda+0{,}8D\frac{\zeta}{m}\right).$$

Решая это уравнение в отношении v, найдем общее выражение экономически наивыгоднейшей скорости движения воздуха в вентиляционных воздуховодах

$$v_{эк}=1{,}608\sqrt[3]{\frac{ap\eta_y}{ctn\left(\lambda+0{,}8D\frac{\zeta}{m}\right)}}\ м/сек. \qquad (XII\text{-}8)$$

Для определения величины экономически наиболее выгодной скорости в воздуховодах достаточно иметь лишь представление о среднем диаметре воздуховодов рассчитываемой сети, так как величина $v_{эк}$ в очень малой степени зависит от диаметра воздуховода; например, при увеличении диаметра даже вдвое (со 100 до 200 *мм*) величина $v_{эк}$ уменьшается менее чем на 10%, что, конечно, несущественно.

С вполне достаточным для данных целей приближением можно считать, что для $v=5\div15$ *м/сек* величина

$$\lambda=0{,}013+\frac{0{,}001}{D}, \qquad (XII\text{-}9)$$

где D — в метрах и, следовательно,

$$v_{эк}=1{,}608\sqrt[3]{\frac{ap\eta_y}{ctn\left(0{,}013+\frac{0{,}001}{D}+0{,}8D\frac{\zeta}{m}\right)}}. \qquad (XII\text{-}10)$$

Из полученного выражения ясно, что экономически наивыгоднейшая скорость движения воздуха тем выше, чем дороже воздуховоды (a), больше величина отчислений на амортизацию и ремонт воздуховодов (p), выше общий к. п. д. вентиляционной установки в целом (т. е. лучше используется энергия в ней), ниже стоимость энергии (c), меньше годовое число часов работы установки (nt), меньше коэффициент сопротивления воздуховода, приходящийся на единицу длины $\left(\frac{\zeta}{m}\right)$.

Средний диаметр воздуховодов элеваторных вентиляционных установок, как показывает анализ их размеров, колеблется в пределах $D=250\div300$ *мм* при $m\approx1$.

Анализ вентиляционных воздуховодов на мельнице № 2 Одесского треста Главмуки показал следующие средние величины D и m:

сети зерноочистительных отделений	$D=385$ *мм*,	$m=1{,}04$
сети размольного отделения	$D=250$ *мм*,	$m=1{,}10$
по мельнице в целом	$D=290$ *мм*,	$m=1{,}08$

Для мельниц и крупяных заводов при круглосуточной их работе ($t=24$ часа) и $n=300$ дней в году, принимая $\eta_y=0{,}4$ и среднюю величину $\zeta=0{,}1$, получим

$$v_{эк}=k_м\sqrt[3]{\frac{p}{c}}\ м/сек, \qquad (XII\text{-}11)$$

где величина $k_м$ равна:

для воздуховодов	в зерноочистительном отделении	в размольном отделении
из кровельной стали . .	0,64	0,68
из оцинкованной стали .	0,78	0,85

В условиях работы элеваторных вентиляционных установок величины t и n колеблются в зависимости от назначения элеватора и поэтому при тех же исходных величинах, которые были приняты для мельниц,

$$v_{эк}=k_э\sqrt{\frac{p}{ctn}}, \qquad \text{(XII-12)}$$

где при воздуховодах из кровельной стали $k_э=12{,}9$,
при воздуховодах из оцинкованной стали $k_э=15{,}8$,

Для часто встречающихся условий эксплуатации воздуховодов величина экономически наивыгоднейшей скорости движения воздуха показана на рис. 167. Так, в условиях мельниц и крупозаводов при стоимости энергии около 10 *коп/квт-ч* экономически наивыгоднейшая скорость воздуха колеблется в пределах 4÷5 *м/сек,* в то время как на некоторых элеваторах при $nt=1200$ час., наивыгоднейшая скорость поднимается до 7÷9 *м/сек*. Эти величины указывают на то, что повышение скорости в вентиляционных воздуховодах без крайней необходимости ведет к ненужным затратам и удорожает себестоимость переработки зерна.

Надежно транспортирующая скорость воздуха для вентиляционных воздуховодов. Надежно транспортирующей скоростью движения воздуха ($v_{тр}$) следует считать такую, при которой в воздуховоде не наблюдается сухих отложений пыли, заметно уменьшающих в свету площадь его поперечного сечения.

Пыль, увлекаемая в воздуховод, весьма не однородна по размерам и удельному весу частиц, а период бесперебойной эксплуатации, не требующий очистки горизонтальных воздуховодов, должен быть практически неограниченным. Поэтому надежно транспортирующую скорость принимают в несколько раз большей, чем взвешивающую скорость воздуха для данного вида пыли.

Как следует из главы VI, 20, для пыли с высоким содержанием минеральных частиц взвешивающая и, следовательно, надежно транспортирующая скорость воздуха значительно выше, чем, например, для мучной пыли.

Длительные наблюдения, проводившиеся за состоянием вентиляционных воздуховодов, позволяют считать минимальными надежно транспортирующими скоростями воздуха:

для воздуховодов элеваторов	$v_{тр}=12$ *м/сек*
для воздуховодов зерноочистительных отделений мельниц и крупозаводов:	
а—предварительная очистка зерна	$v_{тр}=10$ *м/сек*
б—окончательная очистка зерна	$v_{тр}=9$ *м/сек*
для воздуховодов шелушильных (рушильных) отделений крупяных заводов	$v_{тр}=7$ *м/сек*
для воздуховодов размольных отделений мельниц и других воздуховодов, несущих мучную пыль	$v_{тр}=5$ *м/сек*

Расчетной скоростью движения воздуха $v_р$ будем называть ту величину ее, на основе которой определяют площадь поперечного сечения или диаметр воздуховода, находящегося в начале магистрального направления всасывающей сети. Так как в дальнейшем, по мере приближения к вентилятору, скорость движения воздуха возрастает, то $v_р$ обычно оказывается наименьшей во всей сети воздуховодов; средняя арифметическая (взвешенная) величина фактической скорости движения воздуха ($v_{ср}$) должна быть, по возможности, ближе к экономически наивыгоднейшей ($v_{ср}\approx v_{эк}$).

Для воздуховодов, перемещающих запыленный воздух, не всегда представляется возможным класть в основу расчета экономически наивыгоднейшую скорость, которая во многих случаях может оказаться ниже надежно транспортирующей для данного вида пыли.

Лишь при очень низкой стоимости электрической энергии и малом годовом числе часов работы надежно транспортирующая скорость воздуха оказывается меньше экономически наивыгоднейшей ($v_{эк} > v_{тр}$).

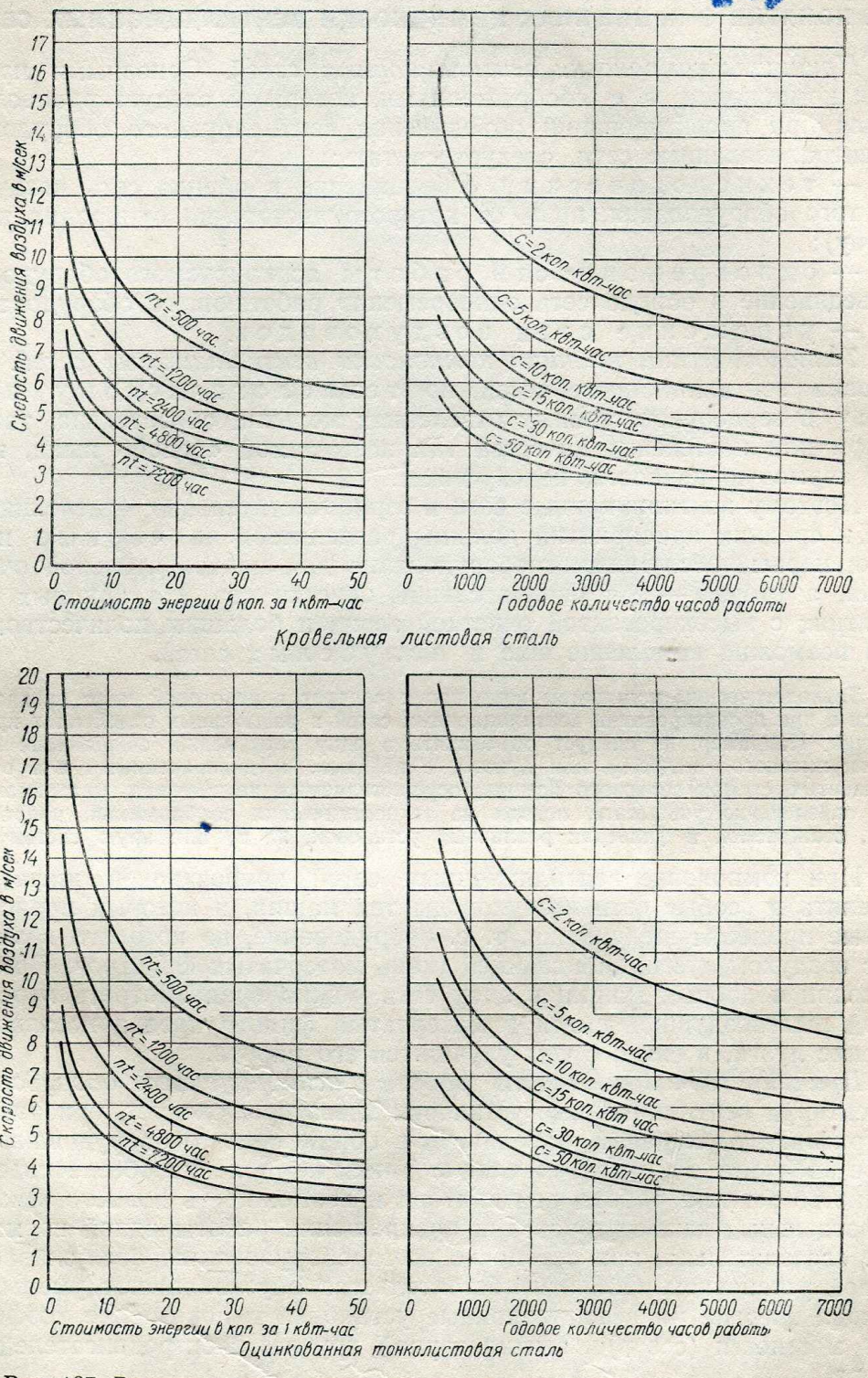


Рис. 167. Величина экономически наивыгоднейшей скорости движения воздуха при $p=20\%$; $\tau_{ly}=0,4$; $D=285$ *мм*; $\zeta=0,1$ и $m=1$

В этих случаях в качестве расчетной скорости движения воздуха следует принимать величину $v_{эк}$, или, точнее, несколько меньшую в начале магистрали, учитывая, что $v_{эк} \approx v_{ср}$ и что $v_{ср} > v_{р}$.

Таким образом, возможны два случая:
— когда $v_{эк} < v_{тр}$, то следует принимать $v_р \geqslant v_{тр}$;
— когда $v_{эк} > v_{тр}$, то $v_р = v_{эк}$.

50. ПОНЯТИЕ О ПРИНЦИПАХ КОМПОНОВКИ ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ СЕТЕЙ

Принципы компоновки вентиляционных сетей. Основными принципами компоновки, т. е. соображениями, которыми следует руководствоваться при проектировании объединения вентилируемого оборудования в централизованные сети, следует считать:

— технологический (объединение в общую сеть воздуховодов того оборудования, пыль от которого достаточно однородна по качеству);

— одновременность работы аспирируемого оборудования (объединение в общую сеть одновременно работающего оборудования);

— упрощение сети воздуховодов.

Технологический принцип компоновки вентиляционных сетей. Компоновка вентиляционных сетей по технологическому принципу в зерноочистительных отделениях мельниц обязательна, так как потери или понижение качества так называемой «белой» пыли, имеющей кормовую ценность, недопустимы.

Поэтому вентиляционные сети в зерноочистительных отделениях малых и средних предприятий должны разделяться на черные и белые; первые обслуживают оборудование для предварительной очистки зерна, а вторые — для окончательной очистки его. На крупных предприятиях с высокоразвитой очисткой зерна и большим количеством машин возможно выделение еще и полубелых сетей.

Технологическим принципом компоновки следует в некоторой мере руководствоваться и при проектировании вентиляционных сетей в размольных отделениях крупных мельниц. Например, не следует объединять в одну сеть вейки, очищающие мелкие крупки высокого качества или дунсты, с вейками, предназначенными для относов. В развитых схемах сортового помола, осуществляемых на крупных мельницах, следует определенно указывать, исходя из технологических соображений, направление пыли, осаждаемой в фильтрах различных установок, на ту или иную систему.

При компоновке вентиляционных сетей крупозаводов желательно выделять в особые сети воздуховоды тех машин, в которых происходят первые процессы шелушения, т. е. оборудование, из которого возможен унос воздухом лузги, забивающей ткань матерчатых фильтров. При объединении подобных машин в одну сеть можно предусмотреть перед подачей пылевоздушной смеси в матерчатый фильтр предварительное отделение лузги, в связи с чем улучшится его работа.

Принцип одновременности работы аспирируемого оборудования. Проектируя вентиляционные установки элеватора, следует, ориентируясь на график его операций, объединять в общие сети то оборудование, которое работает одновременно. Такая компоновка обеспечивает постоянство режима работы вентилятора и возможность полного выключения отдельных вентиляторов при прекращении работы одной из машин, т. е. следовательно, при остановке всего оборудования, обслуживаемого данной установкой. Оба эти обстоятельства обусловливают уменьшение расхода энергии на вентиляционные установки и повышение коэффициента мощности ($\cos \varphi$) вентиляторной группы электродвигателей элеватора.

Руководствуясь при компоновке сетей принципом одновременности работы, необходимо объединять в общую сеть только такие разновременно работающие машины, работа одной из которых исключает возможность работы другой, т. е. машины (или другое аспирируемое оборудование), работающие одна вместо другой.

Приведем простейший пример (рис. 168). В башмак нории, от которого необходимо аспирировать 1800 *м³/час* воздуха, подают зерно двумя ленточными транспортерами, от сбрасывающих коробок которых необходимо аспирировать по 1200 *м³/час*. Эти аспирируемые точки можно объединить в одну вентиляционную сеть несмотря на то, что оба транспортера, рассчитанные на прием зерна с гужевого и железнодорожного транспорта, не работают одновременно. Объединение указанных точек в одну сеть желательно именно потому, что оба транспортера подают зерно в одну и ту же норию и один работает вместо другого.

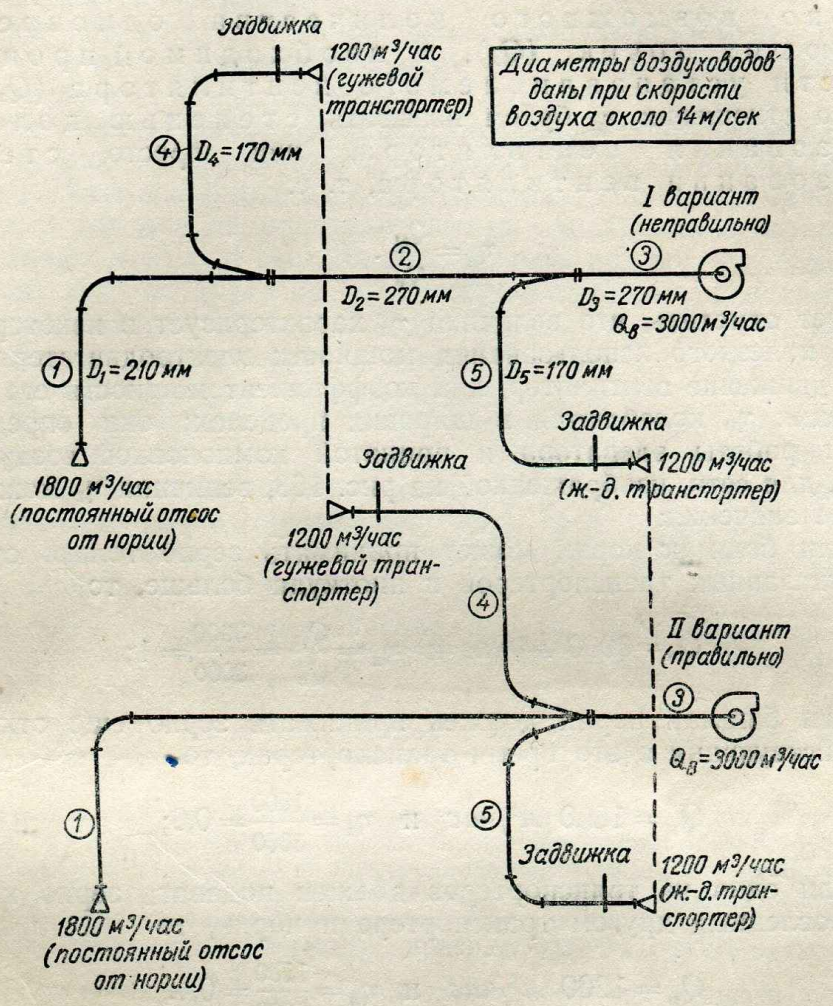


Рис. 168. Варианты присоединения ответвлений, включаемых одно взамен другого

Вентилятор такой сети следует подобрать с производительностью, равной 3000 *м³/час,* т. е. рассчитывая на объемы воздуха, отсасываемого от башмака нории и одного лишь ленточного транспортера.

При указанной компоновке следует располагать и соединять воздуховоды так, чтобы сделать невозможным понижение скорости движения воздуха в трубах при выключении какого-либо участка, могущем привести к закупорке воздуховода осаждающейся пылью.

Так, соединение воздуховодов, показанное для того же случая во II варианте, исключает наличие участка *2* с переменным объемом перемещаемого воздуха и обеспечивает постоянство скоростей движения воздуха при работе любого из ответвлений *4* или *5* и производительности вентилятора 3000 *м³/час.*

Степень использования вентилятора. В некоторых случаях, чаще всего при проектировании вентиляционных сетей нижних этажей рабочей

башни крупного элеватора, не удается скомпоновать сети так, чтобы в каждой из них были объединены действительно одновременно действующее оборудование или точки, аспирируемые одна вместо другой.

Если не прибегать в этих случаях к местным обеспыливающим агрегатам и не увеличивать количества вентиляционных установок, то приходится несколько отступать от полного соблюдения принципа одновременности работы и объединять в одну общую сеть оборудование, не всегда одновременно работающее.

Компоновка сети будет тем более экономична, чем больше отношение объема воздуха, подлежащего отсосу от минимально возможного количества одновременно работающих точек ($Q_м$), к необходимой производительности устанавливаемого вентилятора ($Q_в$). Величину этого отношения $\eta_и$ будем называть степенью полезного использования вентилятора, или просто степенью использования вентилятора, т. е.

$$\eta_и = \frac{Q_м}{Q_в}. \qquad \text{(XII-13)}$$

Следует отметить, что величина $\eta_и$ характеризует в некоторой мере и степень полезного использования мощности электродвигателя, приводящего в движение вентилятор, или коэффициент мощности его ($\cos\varphi$).

Значения $\eta_и$ колеблются в широких пределах; они определяются условиями работы элеватора и принятой компоновкой воздуховодов; например, для сети, изображенной на рис. 168, величина $\eta_и$ может иметь следующие значения:

— если башмак нории может принимать зерно только от одного из двух указанных транспортеров и ниоткуда больше, то

$$Q_м = 3000\ м^3/час \text{ и } \eta_и = \frac{Q_м}{Q_в} = \frac{3000}{3000} = 1;$$

— если башмак нории должен принимать зерно еще откуда-либо при бездействующих в это время транспортерах, то

$$Q_м = 1800\ м^3/час \text{ и } \eta_и = \frac{1800}{3000} = 0{,}6;$$

— если один из транспортеров должен подавать зерно куда-либо при остановленных другом транспортере и нории, то

$$Q_м = 1200\ м^3/час \text{ и } \eta_и = \frac{1200}{3000} = 0{,}4.$$

Вентиляционные сети должны быть скомпонованы так, чтобы коэффициент полезного использования вентилятора каждой сети был, как правило, равен 1,0 и только в виде исключения — не менее 0,6. Это можно допустить лишь при условии, если периоды работы со столь низкой величиной $\eta_и$ кратковременны и составляют по оперативному графику работы элеватора не более 25% общего времени работы вентилятора.

Указанные величины $\eta_и$ пока не узаконены, но, исходя из опыта проектирования, следует заключить, что достижение их возможно даже на элеваторах, выполняющих сложные операции с зерном.

Не следует, однако, полагать, что величина степени полезного использования вентилятора определяет действительно перемещаемый им объем воздуха; степень полезного использования вентилятора также не равна степени загрузки электродвигателя.

Принцип упрощения сети воздуховодов. Третий принцип компоновки, названный принципом упрощения сети воздуховодов, требует объединения в общую сеть машин, расположенных на относительно не-

большом расстоянии одна от другой, оборудования, позволяющего осуществить сеть без излишних перегибов воздуховодов, без горизонтальных участков их или хотя бы с минимальной протяженностью таких участков.

В соответствии с этим принципом сеть воздуховодов следует проектировать так, чтобы вентилятор оказался расположенным по возможности ближе к тому оборудованию, от которого отсасывают наибольшие объемы воздуха. Кроме того, при длинной разветвленной сети воздуховодов вентилятор следует устанавливать неподалеку от середины наибольшей длины магистрали.

Соблюдение этих требований делает воздуховоды менее громоздкими, более дешевыми, уменьшает потери давления в них и, следовательно, снижает стоимость их эксплуатации.

Необходимость учета принципа упрощения сети воздуховодов ограничивает в некоторых случаях компоновку сетей по принципу одновременности работы аспирируемого оборудования. Например, башмак нории элеватора и головка ее работают всегда одновременно, но обычно их не объединяют в общую вентиляционную сеть потому, что башмак и нория отстоят друг от друга на большом расстоянии, определяемом высотой рабочей башни элеватора. Такая компоновка усложнила бы сеть, вызвала бы во многих случаях необходимость проводки воздуховодов через надсепараторные и подсепараторные бункеры.

Принцип упрощения сети воздуховодов наименее сложен по сравнению с остальными двумя, но также требует от проектировщика тщательного сопоставления возможных вариантов компоновки сети. Он должен разумно сочетать применение всех трех принципов компоновки, добиваясь получения установок, работающих наиболее эффективно и наиболее экономично.

Показатели качества компоновки вентиляционных сетей. Показателями качества компоновки вентиляционных сетей, объективно характеризующими тот или иной вариант ее, могут служить следующие:

1. По технологическому принципу компоновки: степень однородности качества пыли, отсасываемой с воздухом от различных точек, обслуживаемых одной сетью (качество пыли может быть ориентировочно оценено ее зольностью).

2. По принципу одновременности работы аспирируемого оборудования: *а* — степень полезного использования вентилятора ($\eta_в$); *б* — средний коэффициент мощности электродвигателя ($\cos\varphi$); *в* установочная мощность электродвигателя, приходящаяся на единицу объема воздуха, подлежащего отсосу от оборудования, и на единицу длины магистрального направления (например, количество киловатт на 10^5 *м*³ воздуха, приходящихся на 1 *м* длины магистрального направления, т. е. $\frac{10^5\ квт}{м^4}$); *г* — среднегодовая стоимость энергии, затрачиваемой на перемещение единицы объема воздуха, исчисленная на 1 *м* длины магистрального направления, например $\frac{10^5\ руб}{м^4}$.

3. По принципу упрощения сети воздуховодов: *а* — длина воздуховодов, приходящаяся на одну аспирируемую точку (общая и по магистральному направлению); *б* — длина горизонтальных отрезков сети в процентах от общей протяженности сети воздуховодов и количество их; *в* — число колен на единицу длины сети (например на 10 *м* длины сети).

4. Общий показатель: среднегодовая эксплуатационная стоимость перемещения в сети 10^5 *м*³ воздуха, аспирируемого от оборудования.

Приведенные примерные показатели качества компоновки вентиляционных сетей являются лишь частью возможных показателей, дающих представление о том, насколько удачно спроектирована каждая данная установка, а также комплекс их, обслуживающий весь цех или предприятие в целом.

Компоновка вентиляционной сети с последующим расположением воздуховодов в конкретных условиях предприятия завершает подготовку всех данных, необходимых для расчета вентиляционной сети, и позволяет приступить к составлению схемы расположения воздуховодов, служащей необходимой частью расчетного задания.

Подготовка схемы расположения воздуховодов для проведения расчета сети. Из соображений удобства при проведении расчета желательно все содержание задания представить в легко обозреваемом и наглядном виде. Для этой цели перед началом собственно расчета производят следующие подготовительные операции.

1. Приведение пространственной системы воздуховодов к плоскостной схеме. Вентиляционная сеть, изображаемая при проектировании в планах и разрезах, трудно обозреваема. Изображение ее в нескольких проекциях технически затрудняет проведение расчета и содержит ряд данных, которые не нужны для расчета. В большинстве случаев совершенно безразлично действительное положение воздуховода в пространстве, так как перемещаемый воздух по своей плотности обычно мало отличается от окружающей среды и напор, вызываемый разностью плотностей, близок к нулю. Для расчета важно учесть лишь взаиморасположение отдельных отрезков воздуховода.

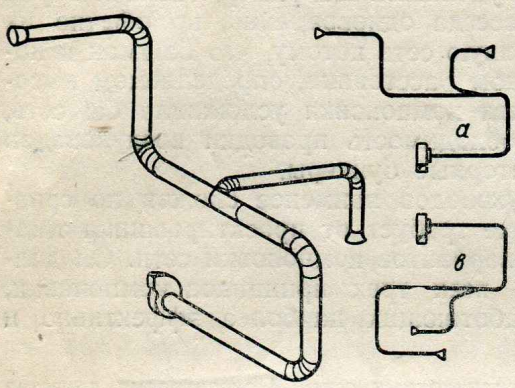


Рис. 169. Разветвленный воздуховод и примеры возможных плоскостных схем его

Пространственное изображение сети заменяют плоскостным так, как показано для примера на рис. 169. Плоскостную схему изображают осевыми линиями и без соблюдения масштаба, так как величины длины участков удобнее указать на схеме цифрами.

В применении к расчету вентиляционной сети задача приведения пространственной системы к плоскостной схеме не имеет однозначного решения. Так, воздуховод, изображенный на рис. 169, может быть представлен в виде схем *а* или *в*, а также в виде схемы на рис. 170.

2. Разбивка сети воздуховодов на отдельные участки. Как указывалось, участком называется часть воздуховода, в которой количество и скорость протекающего воздуха, а также площадь и форма поперечного сечения трубы остаются постоянными на всем протяжении. При этом условии величина λ на всем протяжении участка остается неизменной, что упрощает подсчет потерь давления в каждом участке воздуховода. В общем случае участок состоит из ряда прямолинейных отрезков и фасонных деталей. Так, воздуховод, изображенный на рис. 169, 170, состоит из трех участков всасывающей линии и одного участка нагнетающей линии.

На плоскостной схеме сети участки удобно отделять один от другого двумя черточками (||), как это показано на рис. 170.

3. Определение магистрального направления сети. Сопротивление разветвленного воздуховода определяется сопротивлением по его магистральному направлению. Для определения магистрального направления сети нужно найти на ней такую конечную точку, от которой потери давления до всасывающего отверстия вентилятора будут наибольшими (в нагнетающей сети — до выходного отверстия вентилятора).

Такой точкой обычно является наиболее удаленная от вентилятора, если скорости движения воздуха в участках сети, а также сопротивления отдельных машин, присоединенных к сети, незначительно разнятся. Однако это указание нельзя распространять на случаи присоединения к сети различных машин, так как некоторые могут резко повысить сопротивление даже относительно близкого к вентилятору участка.

Если возникнут сомнения в правильности определения наиболее неблагоприятно расположенной точки, следует ориентировочно подсчитать величины полных давлений в конце ориентировочно намеченных участков и сравнить их.

Так, например, для сети, изображенной на рис. 170, магистральным, несомненно, будет направление воздуховода, присоединенного к обоечной машине с абразивным цилиндром, так как сопротивление ее

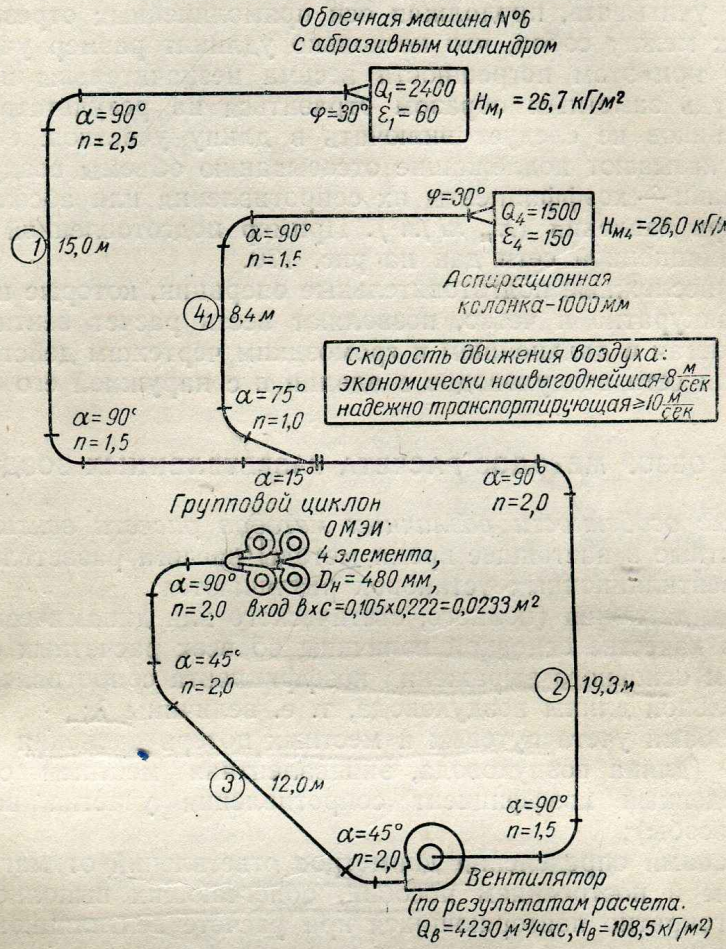


Рис. 170. Подготовленная к расчету схема сети воздуховодов, всасывающая линия которой изображена на рис. 169.

Объемы отсасываемого воздуха выражены в *м³/час*

$H_{м_1} = \varepsilon_1 Q_1^2 = 60 \left(\frac{2400}{3600}\right)^2 = 26,7$ *кГ/м²* превышает сопротивление аспирационной колонки $H_{м_4} = \varepsilon_4 Q_4^2 = 150 \left(\frac{1500}{3600}\right)^2 = 26,0$ *кГ/м²*; кроме того, этот воздуховод является также более длинным (15,0 *м*), чем присоединенный к аспирационной колонке (8,4 *м*), что определяет его большее сопротивление.

4. Нумерация участков. Для обозначения величин, относящихся к определенным участкам, последние нумеруют. Нумерацию наиболее удобно начинать с первого по течению воздуха магистрального участка и вести далее по магистральному направлению вплоть до вывода воздуха в атмосферу или в здание. Ответвлениям приписывают последующие за магистральным направлением номера в порядке расположения их по магистрали, начиная с наиболее удаленного от вентилятора

ответвления. Индексом указывают номер участка, по которому выравнивают давление, затрачиваемое в данном ответвлении (например участок 4_1 на рис. 170).

5. Нанесение величин, соответствующих заданию, на схему сети. На схеме сети черточками выделяют фасонные детали и против них наносят величины, их характеризующие. Против номеров участков выписывают длину их с точностью, не превышающей 0,1 *м*. Выпрямленную длину колен, избегая излишних вычислений, можно точно не учитывать, продолжая оси прямолинейных отрезков до пересечения их между собой, что несколько удлинит размер участка. Получающиеся при этом погрешности весьма незначительны и не могут сколько-нибудь заметным образом отразиться на результатах расчета. Длину тройников не следует включать в длину участков. У конечных точек сети указывают подлежащие отсасыванию объемы воздуха, а при наличии машин — коэффициенты их сопротивления или абсолютную величину потерь давления ($H_м$ *кГ/м*²). Пример подготовленной к расчету схемы вентиляционной сети дан на рис. 170.

Все эти несложные подготовительные операции, которые необходимо выполнить аккуратно и четко, позволяют вести расчет вентиляционной сети, не прибегая в дальнейшем к громоздким чертежам действительного расположения сети воздуховодов в здании и с наружной его стороны.

51. КРАТКИЙ ОБЗОР МЕТОДОВ РАСЧЕТА РАЗВЕТВЛЕННЫХ ВОЗДУХОВОДОВ

Основные особенности различных методов расчета вентиляционных сетей. Известные в настоящее время методы расчета разветвленных воздуховодов вентиляционных установок различаются:

— видом давления (полного, статического или динамического), применяемого в качестве основной величины во всех расчетных операциях;

— видом основного выражения коэффициента сопротивления единицы относительной длины воздуховода, т. е. величины λ;

— способами учета путевых и местных потерь давления в участках воздуховода (длина воздуховода, эквивалентная местным сопротивлениям, приведенный коэффициент сопротивления участка воздуховода и другие способы);

— способами определения диаметров ответвлений от магистрали;

— видом и построением пособий, облегчающих выполнение вычислений, многократно повторяющихся при расчете вентиляционных сетей (таблицы, кривые, номограммы и другие пособия).

Рассмотрим в порядке обзора, т. е. с целью ознакомления, а не овладения ими, некоторые наиболее известные методы расчета разветвленных воздуховодов вентиляционных установок.

Метод потерь давления на единицу абсолютной длины воздуховода. Одним из первых по времени опубликования в печати методов расчета вентиляционных воздуховодов является метод потерь давления на единицу длины, описанный в конце XIX в. в руководстве Г. Ритшеля и отечественных курсах по отоплению и вентиляции, например, проф. В. М. Чаплина.

Этот метод, общий по своему построению для отопительных трубопроводов и вентиляционных воздуховодов, основанный на применении известного выражения (V-63), усовершенствован и уточнен трудами советских ученых и инженеров; его широко применяют и в настоящее время.

Изложение этого метода в руководстве Ритшеля, даже в позднейших изданиях его, отличается не вполне четким разграничением понятий «статическое» и «полное» давления, а также применением для построения расчетных таблиц величин λ, не соответствующих требованиям даже того периода времени. Весьма далеки от дей-

ствительности и величины ζ, приведенные в этом руководстве и полученные, очевидно, несовершенными методами.

Разработка в СССР расчетных таблиц, построенных с применением новейших значений λ (таблицы Промстройпроекта, инж. И. К. Разумова и др.), углубленное изучение советскими исследователями коэффициентов местных сопротивлений дали организациям, проектирующим вентиляционные установки, достоверные величины R и ζ, позволяющие и в настоящее время широко применять этот метод[1].

Серьезный недостаток описанного метода расчета — неточность рекомендуемого им определения диаметров ответвлений. Важное преимущество его перед другими состоит в наглядности процесса расчета, препятствующей возникновению ошибок и описок, а также в общности этого метода с применяемым для расчета трубопроводов отопительных систем, что облегчает овладение им.

Метод эквивалентных отверстий. Эквивалентным отверстием данного воздуховода называется площадь такого воображаемого отверстия, которое при одинаковых с воздуховодом разностях полных давлений пропускает тот же объем воздуха, что и данный воздуховод.

Величина эквивалентного отверстия, заменяющего в смысле сопротивления участок сети, принимается равной $F_э = \frac{Q_с}{4\sqrt{H_{пт}}}$ $м^2$, где $H_{пт}$ — потери давления на протяжении данного участка. Величину $F_э$ для каждого данного участка определяют по величине l и D при помощи специального атласа кривых или номограммы. Общее эквивалентное отверстие всей вентиляционной сети в целом ($F_{э.о}$) определяют путем параллельного и последовательного суммирования величин $F_э$ для отдельных участков в зависимости от способа соединения их в сеть. Зная $F_{э.о}$, можно найти общую величину потерь давления во всей вентиляционной сети $H_{пт.о} = \left(\frac{Q_{с.о}}{4F_{э.о}}\right)^2$, где $Q_{с.о}$ — общий секундный объем воздуха, перемещаемый в сети.

Метод этот, предложенный Блессом в 1911 г., широко применяли при расчете вентиляционных сетей мельниц, элеваторов и других предприятий, вследствие чего он подвергся дальнейшей углубленной разработке советскими авторами (5, 53, 54), существенно видоизменившими способы применения понятия «эквивалентное отверстие». Громоздкий атлас кривых $F_э$ был заменен более удобными таблицами (Каменев) или номограммой (автор); кроме того, этот метод был развит применительно к сетям, несущим запыленный воздух (5).

В настоящее время описанным методом пользуются редко вследствие устарелости многих основных положений его (неточность величины λ, не зависимой от скорости воздуха, пренебрежение величиной сопротивления тройников и т. п.) и малой наглядности.

Метод динамических давлений. Метод динамических давлений (55) заключается в характеристике сопротивления участков приведенными коэффициентами, подобными коэффициентам местного сопротивления (см. главу V, 17). Полная потеря давления в каждом участке сети выражается при этом следующим образом:

$$H_{пт} = (\zeta_{экв} + \Sigma\zeta)\frac{\rho v^2}{2} = (\Sigma\zeta)_{пр}\frac{\rho v^2}{2},$$

где коэффициент $\zeta_{экв}$, характеризующий сопротивление прямых отрезков трубы, равен величине

$$\zeta_{экв} = l\frac{\lambda}{D}. \qquad \text{(V-61)}$$

[1] Описание метода см. в главе XIV.

Прием этот аналогичен приему Блесса, заменяющего местные сопротивления эквивалентной длиной.

Автор метода, инж. Г. В. Жеравов, рекомендует в качестве расчетного пособия только таблицу значений $\frac{D}{\lambda}$, принимая, как и в методе эквивалентных отверстий, $\lambda = 0{,}0125 + \frac{0{,}0011}{D}$, т. е. зависимым только от D, что принципиально неверно и является лишь грубым приближением для некоторого ограниченного диапазона скоростей. Проф. Б. М. Аше в своем курсе (6) предлагает номограмму для этого метода, построенную на использовании значения λ, определяемого величиной Re.

Существенный недостаток метода динамических давлений — отсутствие в нем каких бы то ни было практически необходимых указаний о расчете диаметров ответвлений, что особенно важно для разветвленных воздуховодов промышленных вентиляционных установок.

Метод полных давлений. Предложенный нами в 1933 г. метод полных давлений отличается следующими особенностями:

— применением понятия «полное давление» во всех расчетных операциях в качестве основной величины;

— указанием определенных, практически применимых аналитических и графических способов расчета диаметров ответвлений вентиляционных воздуховодов;

— применением величины λ, зависимой от v и D;

— отсутствием необходимости введения в расчет каких-либо искусственных, вспомогательных понятий вроде «эквивалентная длина» или «приведенный коэффициент сопротивления участка»;

— учетом в процессе расчета разветвленных сетей необходимости установки стандартных тройников, сохраняющих соотношение $D_п^2 + D_б^2 = D_о^2$, т. е. с равными площадями входа в тройник и выхода из него; известно, что табличные значения коэффициентов сопротивления тройников ($\zeta_п$ и $\zeta_б$), приведенные в приложениях, верны лишь при соблюдении этого соотношения поперечных сечений тройников;

— применением номограмм, как для определения величины давления, которое должен развивать вентилятор в данной сети, так и для определения диаметров ответвлений, обусловливающих протекание заданных объемов воздуха; чисто графический метод расчета, предусматриваемый этим методом, не исключает применения нормальной счетной линейки для простейших действий (умножение, деление).

Этим кратким обзором не исчерпываются все известные методы расчета разветвленных воздуховодов, для ознакомления с которыми следует обратиться к специальной литературе (6, 56).

При расчете одной и той же вентиляционной сети различными методами мы неизбежно получим несколько несхожие результаты. Вызывается это, с одной стороны, различием в величинах λ, положенных в основу того или иного метода, а с другой,— степенью точности употребляемых при расчете вспомогательных средств (таблицы, номограммы и пр.).

При одних и тех же выражениях λ, значениях ζ и одинаковой степени точности вычислений результаты расчета по каждому из описанных методов должны быть вполне одинаковы; однако, как уже отмечалось, некоторые методы, например метод эквивалентных отверстий, имеют в своей основе неверные значения указанных величин и поэтому неточность результатов расчета этими методами неизбежна.

Методы расчета разветвленных воздуховодов следует оценивать и с точки зрения трудоемкости или производительности, а также в отношении большей или меньшей утомляемости работников, производящих расчеты, имеющие при сложных сетях массовый характер; например, применение таблиц, требующих интерполирования, излишне утомляет работников и может приводить к возникновению ошибок.

РАСЧЕТ ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ СЕТЕЙ МЕТОДОМ ПОЛНЫХ ДАВЛЕНИЙ

52. РАСЧЕТ ВЕЛИЧИНЫ ПОЛНОГО ДАВЛЕНИЯ ВЕНТИЛЯТОРА, НЕОБХОДИМОГО ДЛЯ ПРОЕКТИРУЕМОЙ СЕТИ

Основы расчета. Как указывалось, полное давление, развиваемое вентилятором, равно сумме абсолютных значений полных давлений в конце всасывающей ($H_{о.вс}$) и в начале нагнетающей линий ($H_{о.н}$), т. е.

$$H_в = H_{о.\,вс} + H_{о.\,н}\ кГ/м^2, \quad \text{(IV-21)}$$

и расходуется на преодоление сопротивления всасывающей и нагнетающей линий ($H_{пт.вс}$ и $H_{пт.н}$), а также потерь при выводе воздуха в атмосферу ($H_у$), т. е.

$$H_в = H_{пт.\,вс} + H_{пт.\,н} + H_у. \quad \text{(IV-21)}$$

Рассмотрим на конкретном примере вентиляционной сети, изображенной на рис. 171, величину полного давления в конце всасывающей линии, т. е. $H_{о.\,вс} = H_{пт.\,вс}$, и в начале нагнетающей линии, т. е. $H_{о.\,н} = H_{пт.\,н} + H_у$. В сеть включены четыре машины (*А, Б, В* и *Г*), обслуживаемые разветвленным всасывающим воздуховодом, присоединенным к всасывающему фильтру, воздух из которого отсасывается вентилятором и выводится наружу.

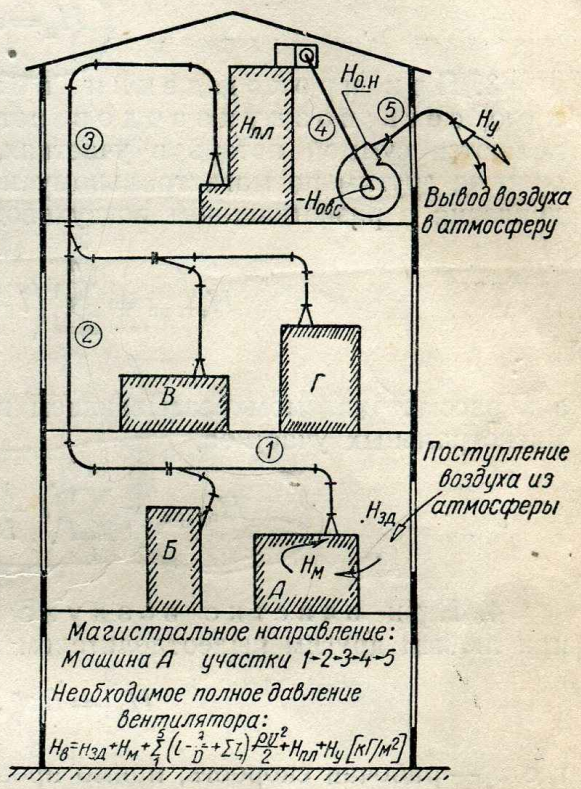


Рис. 171. Схема вентиляционной установки, расположенной в здании (к расчету величины необходимого полного давления вентилятора)

Если магистральным является, например, направление *А—1—2—3*, то воздух, поступающий из атмосферы в здание и далее в машину *А*, последовательно преодолевает во всасывающей линии следующие сопротивления.

1. При входе воздуха в здание возникает сопротивление

$$H_{зд} = k_{зд} \cdot Q^m_{о.\,с}\ кГ/м^2, \quad \text{(XIII-1)}$$

где $Q_{о.с}$ — общий секундный объем воздуха, поступающего в здание, т. е. отсасываемого через машины, неплотности в воздуховодах и через всасывающий фильтр;

$k_{зд}$ — коэффициент сопротивления входу воздуха в здание, тем больший, чем меньше размеры отверстий, через которые он проникает в здание, и чем меньше общая площадь этих отверстий;

m — показатель степени, близкий к 2 при достаточно больших отверстиях для прохода воздуха.

Сопротивление входу воздуха в здание практически равно величине разрежения в здании и нормально не должно превышать 3—5 $кГ/м^2$;

этого можно достигнуть, сделав достаточно большое количество приточных отверстий (45), равное

$$z = 0{,}25\frac{Q_{\text{о.с}}}{f}\sqrt{\frac{\zeta}{H_{\text{ст}}}}\ (\text{шт.}), \qquad \text{(XIII-2)}$$

где f — площадь одного приточного отверстия, выраженная в $м^2$;
ζ — коэффициент сопротивления его;
$H_{\text{ст}}$ — допустимое разрежение в здании, выраженное в $кГ/м^2$.

2. При прохождении воздуха через машину или аспирируемое оборудование потери давления

$$H_{\text{м}} = \varepsilon Q_{\text{с}}^2. \qquad \text{(V-65)}$$

3. При прохождении воздуха через разветвленную сеть воздуховодов потери давления, как известно, определяются суммой потерь в участках, последовательно расположенных один за другим по магистральному направлению. В общем виде потери давления в разветвленном воздуховоде

$$H_{\text{пт. рв}} = \sum_{1}^{n}\left(l\frac{\lambda}{D} + \sum\zeta\right)\frac{\rho v^2}{2}, \qquad \text{(V-57)}$$

а в рассматриваемом всасывающем воздуховоде, состоящем из четырех магистральных участков,

$$H_{\text{пт. рв}} = \sum_{1}^{4}\left(l\frac{\lambda}{D} + \sum\zeta\right)\frac{\rho v^2}{2}.$$

4. При очистке воздуха всасывающим фильтром или любым другим пылеотделителем потери давления

$$H_{\text{пл}} = Bv_{\text{р}}^n, \qquad \text{(VIII-5)}$$

где $v_{\text{р}}$ — рабочая скорость, прямо пропорциональная объему воздуха, подаваемого в пылеотделитель (см. главу VIII, 28).

Так как потери давления во всасывающей линии представляют собой сумму этих последовательно включенных сопротивлений, то можно написать:

$$H_{\text{о. вс}} = H_{\text{пт. вс}} = H_{\text{зд}} + H_{\text{м}} + \sum_{1}^{4}\left(l\frac{\lambda}{D} + \sum\zeta\right)\frac{\rho v^2}{2} + H_{\text{пл}}.$$

Полное давление в начале нагнетающей линии определяется в данном случае величиной потерь в участке *5* и потерь на удар при выводе воздуха в атмосферу, т. е.

$$H_{\text{о.н}} = H_{\text{пт.н}} + H_{\text{у}} = \left(l_5\frac{\lambda_5}{D_5} + \sum\zeta_5\right)\frac{\rho v_5^2}{2} + H_{\text{у}}.$$

Складывая в соответствии с выражением (IV-21) эти величины $H_{\text{о.вс}}$ и $H_{\text{о.н}}$, получим:

$$H_{\text{в}} = H_{\text{зд}} + H_{\text{м}} + \sum_{1}^{5}\left(l\frac{\lambda}{D} + \sum\zeta\right)\frac{\rho v^2}{2} + H_{\text{пл}} + H_{\text{у}}$$

или в более общем виде, т. е. при n участках по магистральному направлению всасывающей и нагнетающей линий, полное давление вентилятора, необходимое для проектируемой сети,

$$H_в = H_{зд} + H_м + \sum_1^n \left(l \frac{\lambda}{D} + \sum \zeta \right) \frac{\rho v^2}{2} + H_{пл} + H_у \ кГ/м^2. \quad (XIII\text{-}3)$$

Таким образом, полное давление, развиваемое вентилятором, должно быть равно сумме всех потерь давления, возникающих при перемещении воздуха

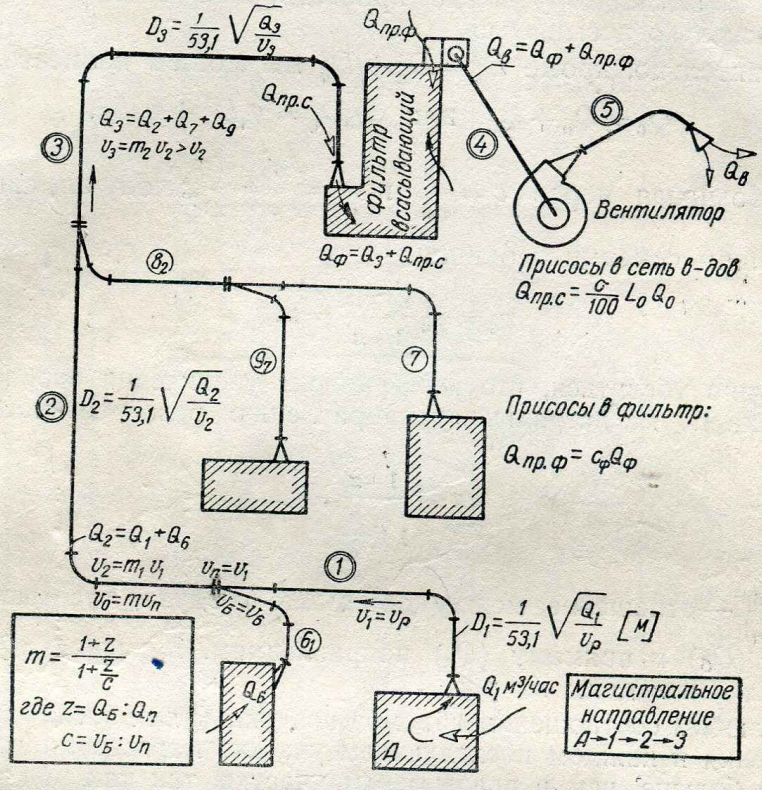


Рис. 172. Схема определения диаметров воздуховодов по магистральному направлению в связи с повышением скорости движения воздуха в нем и схема условного учета присосов воздуха во всасывающей линии

по магистральному направлению сети из объема всасывания в объем нагнетания, включая при разомкнутом цикле потери, возникающие при поступлении и выводе воздуха из здания.

Следовательно, порядок расчета величины $H_в$, указываемый выражением (XIII-3), состоит в последовательном определении и суммировании всех видов потерь давления, возникающих при движении воздуха по магистральному направлению.

Коэффициент увеличения скорости воздуха по магистральному направлению. Порядок расчета и некоторые существенные особенности его излагаются применительно к вентиляционной сети, схема которой изображена на рис. 171 и повторена с дополнительными обозначениями и данными на рис. 172.

Имея схему сети, подготовленную к расчету в соответствии с требованиями, изложенными в главе XII, 50, можно по заданному объему отсасываемого воздуха Q_1 *м³/час* и минимальной надежно транспорти-

рующей скорости воздуха ($v_1 = v_р$) определить диаметр начального участка *1* магистрального воздуховода:

$$D_1 = \frac{1}{53{,}1}\sqrt{\frac{Q_1}{v_1}}\ м. \qquad \text{(XII-1)}$$

Диаметр воздуховода на участке *2*, необходимый для определения потерь давления в нем, не следует определять по той же скорости движения воздуха, какая была принята для участка *1*, так как это приводит к нарушению условия, для которого даны применяемые коэффициенты сопротивления тройников ($F_о = F_п + F_б$ или $D_о^2 = D_п^2 + D_б^2$).

Чтобы выполнить это условие, скорость в магистрали по мере приближения к вентилятору после присоединения каждого ответвления должна несколько повышаться.

Действительно, кроме $D_0^2 = D_п^2 + D_б^2$ мы можем написать, что

$$Q_0 = Q_п + Q_б \quad \text{или} \quad v_0 D_0^2 = v_п D_п^2 + v_б D_б^2,$$

откуда, обозначая через $c = \frac{v_б}{v_п}$ и $n = \frac{F_б}{F_п} = \frac{D_б^2}{D_п^2}$, получим скорость воздуха в общем сечении тройника

$$v_0 = v_п \frac{1 + cn}{1 + n} = m v_п. \qquad \text{(XIII-4)}$$

Нетрудно убедиться, что коэффициент увеличения скорости движения воздуха по магистральному направлению разветвленного воздуховода

$$m = \frac{1 + z}{1 + \frac{z}{c}}, \qquad \text{(XIII-5)}$$

где $z = \frac{Q_б}{Q_п}$ — отношение между объемами воздуха, отсасываемыми по боковому ($Q_б$) и прямому ($Q_п$) направлениям. Значения $m > 1$ в зависимости от c и z даны на рис. 173.

При любом соотношении объемов воздуха (или диаметров) скорость его движения в каждом последующем участке магистрали должна быть несколько больше, чем в предыдущем участке, так как при правильном выборе магистрального направления величина c всегда больше единицы.

При расчете по магистральному направлению с единственной целью определения требующегося для данной сети полного давления вентилятора соотношение скоростей воздуха по боковому и прямому направлениям тройника, т. е. величину c, приходится принимать ориентировочно. При этом необходимо руководствоваться следующими соображениями: чем больше разность между потерями давления по магистральному направлению и ожидаемыми потерями в примыкающем к нему ответвлении, тем большей следует принимать величину c.

При полном расчете сети, с определением диаметров ответвлений ее, принятую приближенную величину c можно уточнить с любой практически целесообразной степенью точности [1].

Для определения величин $\zeta_п$ и $\zeta_б$ необходимо кроме c знать еще и величину n, которая зависит от z и равна

$$n = \frac{F_б}{F_п} = \frac{z}{c}, \qquad \text{(XIII-6)}$$

так как

$$z = \frac{Q_б}{Q_п} = \frac{v_б F_б}{v_п F_п} = cn.$$

[1] Об этом будет сказано в дальнейшем (см. главу XIII, 53).

Приближенность величины c не оказывает существенного влияния на определяемую величину $H_в$, но имеет значение при расчете диаметров ответвлений.

Учет присосов воздуха во всасывающей линии. Наибольшее количество воздуховодов расположено обычно на всасывающей линии; при расчете следует учитывать возможные присосы воздуха как в сеть возду-

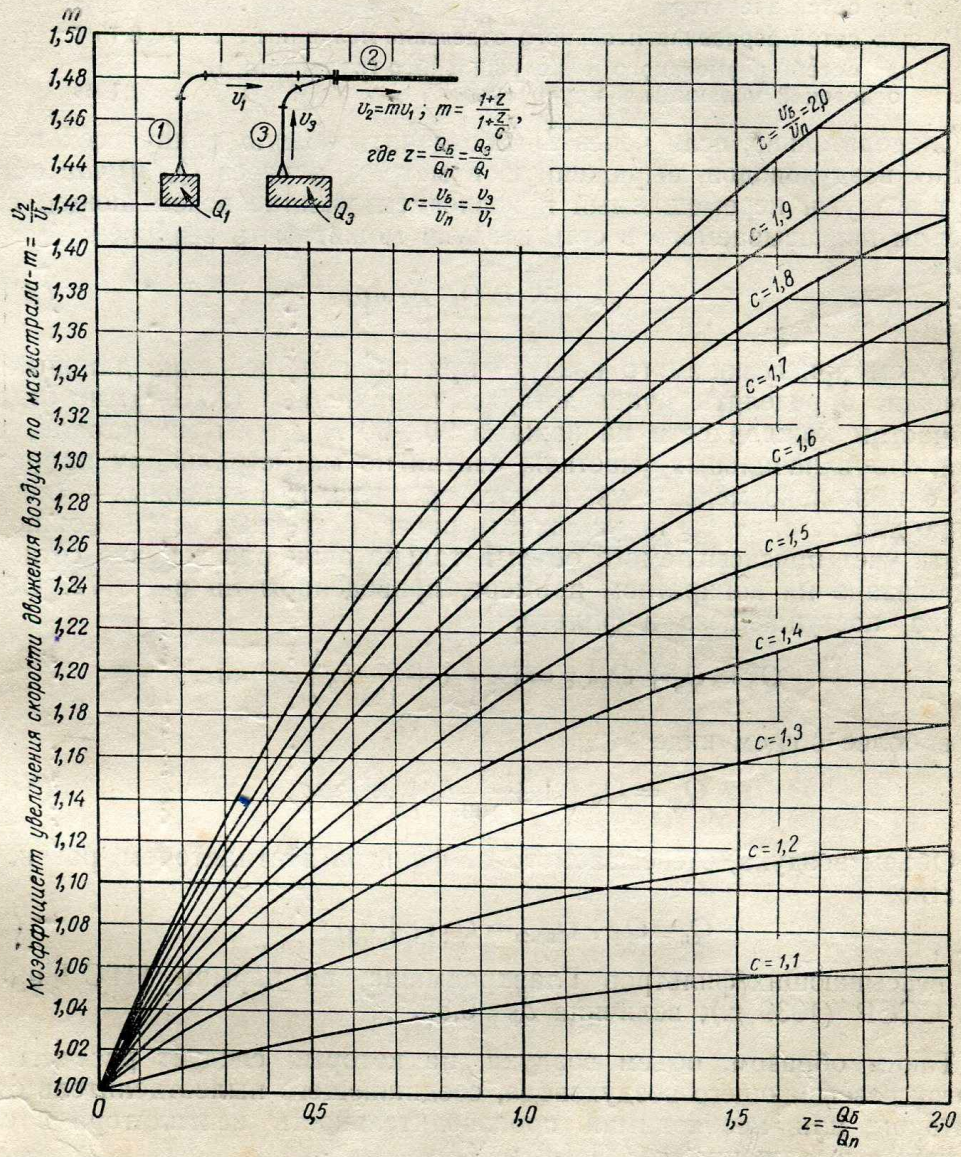


Рис. 173. Величина коэффициента увеличения скорости движения воздуха по магистральному направлению (m)

ховодов, так и в пылеотделитель, если он расположен на всасывающей линии.

Количество воздуха, присасываемого через случайные неплотности в сеть воздуховодов, зависит при одной и той же степени герметичности их от разрежения, господствующего в сети воздуховодов, и от длины воздуховодов.

Объем воздуха, присасываемого в сеть помимо машин при одной и той же длине воздуховодов, будет тем больше, чем больше разрежение в сети, определяемое величиной потерь давления в аспирируемом оборудовании и в воздуховодах. Если предположить, что случайные неплотности в воздуховодах достаточно равномерно распределены по длине сети,

то объем присасываемого в нее воздуха можно считать пропорциональным длине сети.

Исходя из этих основных предпосылок, в результате многократных обследований различных вентиляционных сетей установлено, что выраженный в процентах присос воздуха на 1 *м* общей длины всасывающих воздуховодов (по магистрали и ответвлениям) не должен превышать:

для сетей элеватора	$\sigma \leqslant 0{,}20\%$
для сетей зерноочистительного отделения мельницы . .	$\sigma \leqslant 0{,}15\%$
для сетей размольного и шелушильного (рушильного) отделений мельницы и крупозавода	$\sigma \leqslant 0{,}10\%$

Следовательно, если через L_0 обозначить общую длину всех всасывающих воздуховодов, выраженную в метрах, а через Q_0 *м³/час* общий объем воздуха, перемещаемый в последнем участке всасывающей сети, то объем присасываемого в сеть воздуха может быть выражен:

$$Q_{\text{пр. с}} \leqslant \frac{\sigma}{100} L_0 Q_0 \ м^3/час. \qquad \text{(XIII-7)}$$

Объем присасываемого воздуха при наличии особенно длинных сетей можно определять, руководствуясь выражением (XIII-7), по отдельным частям каждой сети на каждые 20÷30 *м* длины магистрали, учитывая, что в начальных участках, считая по магистральному направлению, σ несколько меньше указанного среднего, а в конечных — больше. Однако для того, чтобы не усложнять расчета обычных сетей, можно допустить учет присасываемого объема только один раз в конце сети, как это показано на конкретном примере, приведенном на рис. 172. Объем воздуха, поступающего в фильтр,

$$Q_{\text{ф}} = Q_{\text{з}} + Q_{\text{пр. с}} = Q_{\text{з}} \left(1 + \frac{\sigma}{100} L_0 \right) \ м^3/час,$$

или в более общем виде

$$Q_{\text{ф}} = Q_0 \left(1 + \frac{\sigma}{100} L_0 \right) \ м^3/час. \qquad \text{(XIII-8)}$$

Объем воздуха, отсасываемого от фильтра вентилятором, равен, как известно,

$$Q_{\text{в}} = Q_{\text{ф}} + Q_{\text{пр.ф}} = Q_{\text{ф}}(1 + c_{\text{ф}}); \qquad \text{(X-9)}$$

для всасывающих фильтров Главпродмаша, по нормам НТС Наркомзага СССР (1939 г.), величина $c_{\text{ф}} \leqslant 0{,}35$.

Таким образом, объем воздуха, на который следует рассчитывать участок всасывающего воздуховода, соединяющего пылеотделитель с вентилятором, или необходимая производительность вентилятора в соответствии с выражениями (XIII-8 и X-9)

$$Q_{\text{в}} = Q_0 \left(1 + \frac{\sigma}{100} L_0 \right) (1 + c_{\text{ф}}) \ м^3/час. \qquad \text{(XIII-9)}$$

Нагнетающие воздуховоды обычно значительно короче, чем всасывающие, и величина избыточного давления в них меньше величины разрежения во всасывающих воздуховодах; кроме того, утечки воздуха через неплотности, закупориваемые пылью, значительно меньше присосов. Поэтому необязательно вводить в расчет утечки воздуха через случайные неплотности нормально изготовленных воздуховодов.

Порядок расчета. На основе изложенного устанавливаем следующий порядок расчета величины полного давления вентилятора, необходимого для рассчитываемой сети (этот порядок определяется в основном выражением XIII-3).

1. В соответствии с условиями притока воздуха определяем величину $H_{\text{зд}}$, которая нормально не должна превышать 3÷5 *кГ/м²*.

2. По заданным Q и ε определяем величину $H_м$ для машины или пылезащитного кожуха, присоединенного к участку *1* магистрального воздуховода.

3. По заданным Q_1 и v_1, пользуясь выражением (XII-1), определяем диаметр воздуховода участка *1*, т. е. D_1, принимая скорость движения воздуха v_1 в участке *1*, равной заданной расчетной.

4. По заданному v_1 и найденному D_1 определяем величину λ_1, руководствуясь выражением λ для стандартного воздуха (V-21).

5. По заданной схеме вентиляционной сети, характеристике фасонных деталей, приведенной на схеме, определяем $\sum\zeta_1$, принимая для тройников ориентировочную величину $c>1$ и n по выражению (XIII-6).

6. По заданным и найденным величинам l_1, λ_1, D_1 и $\sum\zeta_1$ определяем величину потерь давления в участке *1*, т. е. $H_{пт_1}$, пользуясь выражением (V-27).

7. По заданному $z=\frac{Q_б}{Q_п}$ и принятому c определяем величину коэффициента увеличения скорости по магистральному направлению, т. е. m по выражению (XIII-5) или рис. 173.

8. По известным величинам v_1 и m определяем скорость движения воздуха в участке *2* магистрали ($v_2=mv_1$).

9. Далее, по заданному Q_2 и другим величинам, относящимся к участку *2*, повторяем все расчетные операции, начиная с п. 3, в отношении участка *2* и последующих участков. Через каждые 20—30 *м* магистрали прибавляем к объемам, подлежащим отсасыванию от оборудования, объемы воздуха, присасываемого в сеть (по формуле XIII-7), а в конце всасывающей части магистрали — присосы воздуха в пылеотделитель, если он установлен на всасывающей линии.

Суммируя потери в n последовательно соединенных участках магистрали, получим величину члена $\sum_1^n\left(l\frac{\lambda}{D}+\sum\zeta\right)\frac{\rho v^2}{2}$ в выражении (XIII-3).

10. По выражениям, известным из четвертого раздела книги, определяем сопротивление пылеотделителя ($H_{пл}$), рассчитывая его с учетом присосов воздуха в сети.

11. В случае вывода воздуха наружу со значительной скоростью (больше 3—4 *м/сек*) рассчитываем потери на удар ($H_у$), за исключением вывода воздуха из циклонов, коэффициенты сопротивления которых учитывают эти небольшие обычно потери давления.

12. Суммируя найденные таким образом члены потерь давления, перечисленные в выражении (XIII-3), и объемы воздуха, отсасываемого от оборудования, с величинами присосов воздуха в сети и пылеотделителе, находим две основные величины: $H_в$ (*кГ/м²*) и $Q_в$ (*м³/час*), необходимые для подбора вентилятора к данной сети, определения числа оборотов его и потребной мощности.

Выполнение этих трудоемких, многократно повторяемых вычислений существенно облегчается построенной нами в 1933 г. номограммой для расчета вентиляционных сетей по методу полных давлений (номограмма Q—v—D—λ) (рис. 174).

Номограмма для расчета вентиляционных сетей методом полных давлений. Указанная номограмма связывает все основные величины, подлежащие определению при расчете (Q, v, D, λ и $H_д$). В основу построения номограммы положен коэффициент сопротивления трубы λ, выраженный в зависимости от числа Re (V-21).

Вместо шкалы λ дана шкала отношений $\frac{\lambda}{D}$, т. е. величин, непосредственно применяемых в расчете.

Номограмма построена по методу выравненных точек; каждую определяемую величину для такого рода номограмм находят на пересечении прямой линии, проведенной через две заданные точки, со шкалой искомой величины.

Для того чтобы пользоваться номограммой, нужно приготовить полоску кальки с нанесенной на ней тушью тонкой прямой; еще лучше нанести иглой тонкую прямую на одной из длинных сторон прозрачного угольника, на линейке или на полоске кинопленки с предварительно снятым в теплой воде светочувствительным слоем. Ни в коем случае не разрешается проводить на номограмме карандашные линии.

При помощи данной номограммы можно решать, например, следующие задачи:

— определение диаметра воздуховода по Q и v; например: задано $Q=3000$ *м³/час*, $v=10$ *м/сек*; находим $D=325$ *мм*;

— определение скорости движения воздуха, по Q и D; например: задано $Q=3600$ *м³/час*, $D=460$ *мм*; находим $v=6{,}0$ *м/сек*;

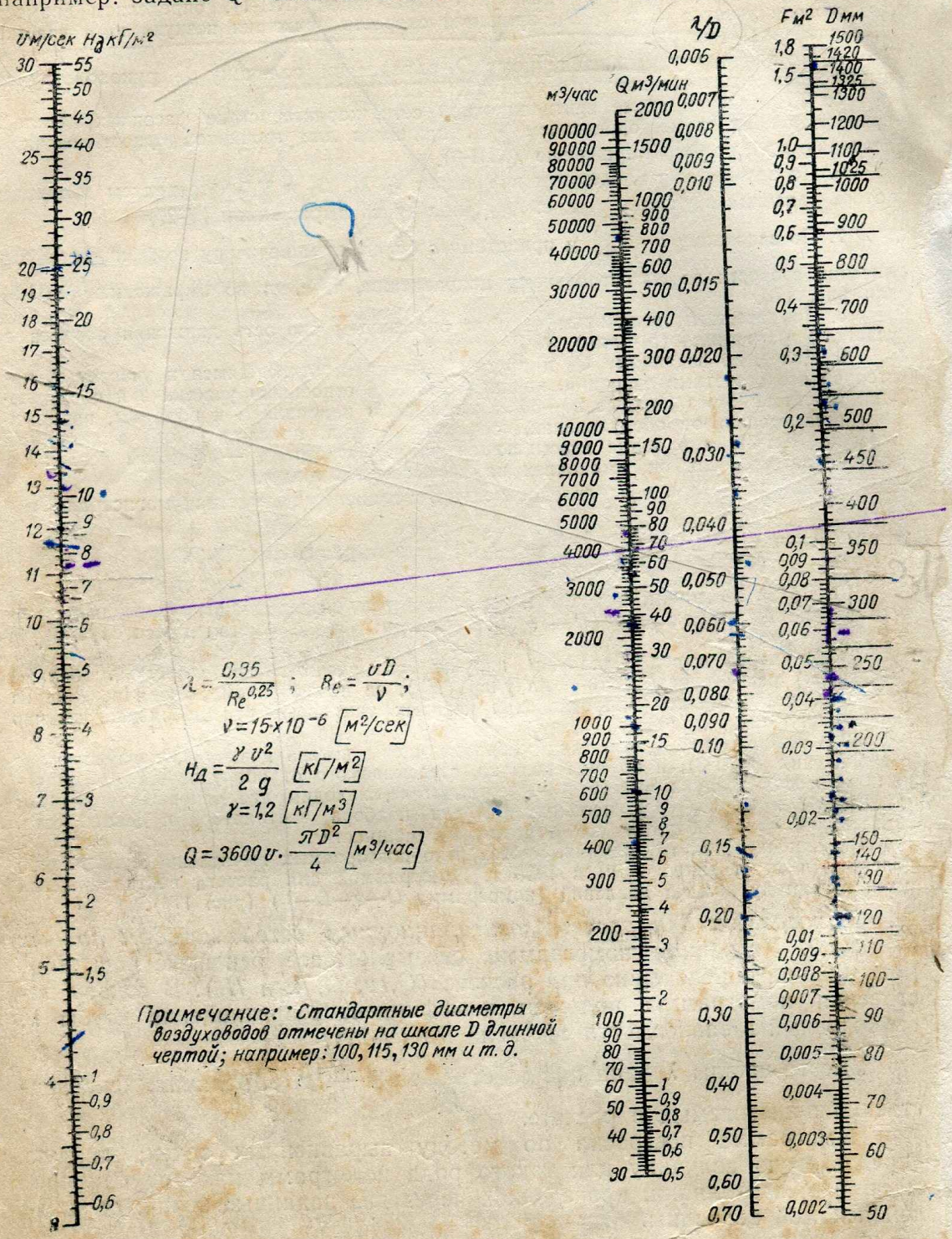


Рис. 174. Номограмма Q—v—D—λ для расчета вентиляционных сетей по методу полных давлений

— определение подачи воздуха по v и D; например: задано $v=18$ *м/сек*, $D=185$ *мм*; находим $Q=1740$ *м³/час*;

— определение отношения $\frac{\lambda}{D}$ по v и D, или по v и Q, или по Q и D; например: задано $v=10$ *м/сек*, $D=485$ *мм*; находим $\frac{\lambda}{D}=0{,}0305$;

— определение динамического давления по v или непосредственно по Q и D; например: $v=11$ *м/сек*, $H_д=7{,}4$ *кГ/м²*.

Здесь перечислены лишь некоторые из наиболее часто встречающихся задач, которые позволяет решать предлагаемая номограмма [1].

Пример расчета величины полного давления вентилятора, необходимого для проектируемой сети. Рассмотрим пример расчета сети зерноочистительного отделения, подготовленная схема которой изображена на рис. 170.

Магистральным, как это уже было установлено для данной сети, является направление *1—2—3*, сопротивление каждого участка которого и определим.

В соответствии с характеристикой фасонных деталей, данной на схеме сети, составляем сводную таблицу коэффициентов их сопротивления (табл. 8), используя данные, приведенные в приложениях.

Соотношение $c=\frac{v_б}{v_п}$ скоростей воздуха в тройнике принимаем в первом приближении равным 1,2. При заданной величине $z=\frac{Q_б}{Q_п}=\frac{Q_4}{Q_1}=\frac{1500}{2400}=0{,}625$, соотношение $\frac{F_п}{F_б}$, от которого зависят величины ζ для тройника, равно в соответствии с выражением (XIII-6) $\frac{F_п}{F_б}=\frac{c}{z}=\frac{1{,}2}{0{,}625}=1{,}92\approx 2$, чему соответствуют $\zeta_п=+0{,}05$ и $\zeta_б=+0{,}20$, занесенные в табл. 8[2].

Промежуточные и окончательные результаты расчета (а также исходные данные) следует заносить в бланк расчета, одна из рекомендуемых форм которого приведена в табл. 9. Графы 1÷5 этого бланка заполняются заданными величинами, а остальные — величинами, которые определяются расчетом.

Для того чтобы в бланке расчета оказались записанными такие величины полных давлений, которые должны быть получены при последующем испытании вентиляционной сети, следует вести расчет, начиная от крайних участков магистрального воздуховода и продолжая его по направлению к вентилятору. Это замечание относится как ко всасывающей, так и к нагнетающей линиям; в данном примере для всасывающей линии расчет следует начинать от обоечной машины, а для нагнетающей — от групповых циклонов.

В соответствии с этим началом участка условимся называть ту часть его, которая обращена к атмосфере, а концом — обращенную к вентилятору. Условие это крайне важно помнить при рассмотрении значения графы 12 расчетного бланка (см. табл. 9).

Разрежение в здании примем не более 3 *кГ/м²*; при выводе воздуха после циклонов наружу здание должно быть обеспечено достаточным количеством приточных отверстий, расчет которых представляет самостоятельную задачу (XIII-2). Величину $H_{зд}=3$ *кГ/м²* не заносим в бланк расчета для того, чтобы полные давления были записаны в таблице по отношению к зданию, т. е. так, как их обычно определяют при испытании сети; поэтому величину $H_{зд}$ прибавляем к $H_{о.вс}$ и $H_{о.н}$ уже при подсчете $H_в$.

Потери давления в обоечной машине, присоединенной к участку *1*, заносим в бланк расчета первой строкой: $H_м=\varepsilon Q_c^2=60\left(\frac{2400}{3600}\right)^2=26{,}7$ *кГ/м²*. Для определения потерь давления в участке *1*, скорость движения воздуха v_1 в котором по заданию равна 10 *м/сек*, соединяем прямой линией на номограмме точки $Q_1=2400$ *м³/час* и $v_1=10$ *м/сек*; на пересечении этой прямой с остальными шкалами и по совмещенной шкале v – $H_д$ читаем и заносим в графы 6, 7 и 8 расчетного бланка:

$$H_{д_1}=6{,}1\ кГ/м^2;\quad D_1=292\ мм;\quad \frac{\lambda_1}{D_1}=0{,}058.$$

Пользуясь счетной линейкой, заполняем графу 9 $\left(l\frac{\lambda}{D}\right)$; произведя устное сложение $\left(l\frac{\lambda}{D}+\sum\zeta\right)$, заполняем графу 10 расчетного бланка; графу 11 — приращение

[1] Простота номограммы, относительно небольшое количество шкал ее обусловлены тем обстоятельством, что она не предназначена для замены счетной линейки при простых вычислительных операциях, выполняемых одним перемещением движка линейки (например умножения или деления), что характерно для других, позднее появившихся номограмм. Рассмотренная номограмма воспроизводится в ряде трудов (7, 14, 63).

[2] Для второго приближения, требующегося при расчете ответвлений, следует оставить в этой таблице резервную строку для каждого тройника.

Величина местных сопротивлений в разветвленной сети воздуховодов *Таблица 8*

Характеристика деталей		Номера участков 1 количество	1 ζ	2 количество	2 ζ	3 количество	3 ζ	4 количество	4 ζ	Примечание
Коллектор $l/D=0,6$; $\varphi=30°$		1	0,14	—	—	—	—	1	0,14	Заделка заподлицо
Колено $\alpha=90°$; $n=2,5$		1	0,13	—	—	—	—	—	—	—
Колено $\alpha=90°$; $n=2,0$		—	—	1	0,15	1	0,15	—	—	—
Колено $\alpha=90°$; $n=1,5$		1	0,18	1	0,18	—	—	1	0,18	—
Колено $\alpha=75°$; $n=1,0$		—	—	—	—	—	—	1	0,21	—
Колено $\alpha=45°$; $n=2,0$		—	—	—	—	2	0,19	—	—	—
Тройник $\alpha=15°$ $z=\frac{Q_б}{Q_п}=\frac{Q_4}{Q_1}=\frac{1500}{2400}=0,625$; $\frac{F_б}{F_п}=\frac{c}{z}=\frac{c}{0,625}$	$\frac{v_б}{v_п}=1,2$ $\frac{F_п}{F_б}=1,9$	—	0,05	—	—	—	—	—	0,20	Первое приближение
	$\frac{v_б}{v_п}=1,1$ $\frac{F_п}{F_б}=1,75$	—	0,14	—	—	—	—	—	0,10	Второе приближение
	$\frac{v_б}{v_п}=1,0$ $\frac{F_п}{F_б}=1,6$	—	0,24	—	—	—	—	—	0,02	Для интерполяционного способа (глава XIII, 53)
	$\frac{v_б}{v_п}=0,9$ $\frac{F_п}{F_б}=1,4$	—	0,34	—	—	—	—	—	(0,13)	Для расчета шайбы (глава XIII, 54)
	$\Sigma\zeta$	—	0,50	—	0,33	—	0,34	—	0,73	Первое приближение
	$\Sigma\zeta$	—	0,59	—	0,33	—	0,34	—	0,63	Второе приближение
	$\Sigma\zeta$	—	0,69	—	0,33	—	0,34	—	0,55	Для интерполяционного способа
	$\Sigma\zeta$	—	0,79	—	0,33	—	0,34	—	0,40	Для расчета шайбы

Таблица 9

Величины полных давлений по магистральному направлению разветвленной сети воздуховодов

Номера участков и наименование машин	Q $м^3/час$	v $м/сек$	l $м$	$\Sigma\zeta$ или ε	$H_д$ $кГ/м^2$	D $мм$	$\frac{\lambda}{D}$	$l\frac{\lambda}{D}$	$l\frac{\lambda}{D}+\Sigma\zeta$	Приращение полного давления на участке n H_{on} $кГ/м^2$	Полное давление в конце участка n $H_{о.к_n}$ $кГ/м^2$	Примечания
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
I. Всасывающая линия												
Обоечная машина № 6 с абразивным цилиндром . .	2400	—	—	60	—	—	—	—	—	26,70	26,70	$H_м=\varepsilon Q_c^2=60\left(\frac{2400}{3600}\right)^2=26{,}7$
Участок *1*	2400	10,0	15,0	0,50	6,1	292	0,058	0,87	1,37	8,35	35,05	При $c=\frac{v_б}{v_п}=1{,}2$ в первом приближении
Участок *2* . . . . . (с учетом присоса воздуха $Q_з\leqslant 1{,}085\times 3900=4230$)	3900	10,7	19,3	0,33	7,0	358	0,044	0,85	1,18	8,25	43,3 $=H_{о.вс}$	При $c=1{,}2$ и $z=\frac{1500}{2400}=0{,}625$ $m_1=1{,}07$
II. Нагнетающая линия												
Групповой циклон ОМЭИ . .	4230	12,6	—	5,9	9,7	—	—	—	—	57,2	57,2	$v_{вх}=\frac{Q_c}{4вс}=\frac{4230}{3600\cdot 4\cdot 0{,}0233}=$ $=12{,}6$ $м/сек$
Участок *3*	4230	10,0	12,0	0,34	6,1	390	0,040	0,48	0,82	5,0	62,20 $=H_{о.н}$	Величины $H_{о.вс}$ и $H_{о.н}$ даны по отношению к давлению воздуха в здании

Необходимое полное давление вентилятора с учетом разрежения в здании ($H_{зд}$) должно быть равно $H_в=H_{о.вс}+H_{о.н}+H_{зд}=43{,}3+62{,}2+3{,}0=108{,}5$ $кГ/м^2$.

Округленные диаметры участков сети, принимаемые при заказе воздуховодов: участок *1*—290 *мм*; участок *2*—360 *мм*; участок *3*—390 *мм*.

полного давления на данном участке — находим как произведение величин, записанных в графах 6 и 10, т. е. для участка *1* $H_{оп}=H_{о_1}=6{,}1\cdot1{,}37=8{,}35$ *кГ/м²*.

В графу 12 записываем изменение полного давления на всем протяжении этой части воздуховода, т. е. начиная от каналов машины (или аспирируемого оборудования) и до конца участка *1*, т. е. величину полного давления в конце участка *1*:

$$H_{о.\,к_1}=26{,}70+8{,}35=35{,}05\ кГ/м^2.$$

В дальнейшем, при расчете диаметра ответвления 4_1, нужно будет путем создания соответствующей скорости движения воздуха в ответвлении вызвать потери в нем, равные $H_{о.\,к_1}=35{,}05$ *кГ/м²*.

Скорость движения воздуха в участке *2* равна $v_2=m_1v_1$; по рис. 173 для $c=1{,}2$ и $z=0{,}625$ величина $m_1=1{,}07$; следовательно, $v_2=1{,}07\cdot10=10{,}7$ *м/сек*, как это и указано в бланке расчета в строке, относящейся к участку *2*.

Так же, как и по участку *1*, пользуясь номограммой, находим по заданному $Q_2=3900$ *м³/час* и найденному $v_2=10{,}7$ *м/сек* величины $H_{д_2}=7{,}0$ *кГ/м²*, $D_2=358$ *мм* $\frac{\lambda_2}{D_2}=0{,}044$.

Далее находим $H_{о_2}=8{,}25$ *кГ/м²* и $H_{о.\,к_2}=43{,}3$ *кГ/м²* (вычисление сотых долей не вызывается необходимостью: они даны лишь только для уточнения последующих округлений величин полного давления).

Таким образом, величина полного давления у всасывающего отверстия должна быть $H_{о.\,вс}=H_{о.\,к_2}=43{,}3$ *кГ/м²*.

Объем воздуха, который должен перемещать вентилятор ($Q_в=Q_з$), больше отсасываемого от оборудования на величину возможных присосов в сеть и может быть определен по выражению (XIII-9); приняв $\sigma=0{,}20\%$, найдем, что при $L_0=L_1+L_2+L_4=15{,}0+19{,}3+8{,}4=42{,}7$ *м* и $c_ф=0$ (отсутствие пылеотделителя на всасывающей линии)

$$Q_в=Q_з=3900\left(1+\frac{0{,}20}{100}\,42{,}7\right)=1{,}085\cdot3900=4230\ м^3/час.$$

Учтенная в этом расчете величина присоса является максимальной, принимаемой для подбора вентилятора и электродвигателя к нему, а фактический присос в процессе эксплуатации установки всегда должен быть значительно меньшим.

Расчет по нагнетающей линии начинаем так же, как и по всасывающей линии, т. е. от участков линии, непосредственно связанных с наружным воздухом; в данном случае расчет начинаем вести с групповых циклонов, воздух после прохождения которых выводится непосредственно в атмосферу.

Скорость входа воздуха в циклон и динамическое давление, соответствующее ей, могут быть найдены по номограмме: при $Q_в=Q_з=4230$ *м³/час* и $F=4bc=4\cdot0{,}0233=0{,}0932$ *м²* величина $v_{вх}=12{,}6$ *м/сек* и $H_д=9{,}7$ *кГ/м²*, что при $\zeta_ц=5{,}9$ определяет $H_ц=5{,}9\cdot9{,}7=57{,}2$ *кГ/м²*.

Скорость движения воздуха, несущего пыль по воздуховоду участка *3*, должна быть не меньше указанной в задании надежно транспортирующей ($v_р=10$ *м/сек*) и, по возможности, ближе к экономически наивыгоднейшей скорости ($v_{эк}=8$ *м/сек*); поэтому примем $v_з=10$ *м/сек*, что при $Q_з=4230$ *м³/час* определяет $H_{д_з}=6{,}1$ *кГ/м²*, $D_з=390$ *мм*, $\frac{\lambda_з}{D_з}=0{,}040$ и $H_{о_з}=5{,}0$ *кГ/м²*.

Следовательно, полное давление у нагнетающего отверстия вентилятора должно быть $H_{о.н}=H_{о.кз}=57{,}2+5{,}0=62{,}2$ *кГ/м²*, а полное давление вентилятора с учетом разрежения в здании $H_в=H_{о.\,вс}+H_{о.\,н}+H_{зд}=43{,}3+62{,}2+3{,}0=108{,}5$ *кГ/м²*.

По этой величине $H_в$ и найденной ранее $Q_в=4230$ *м³/час* можно подобрать к рассчитываемой сети такой вентилятор, работа которого будет наиболее экономичной в отношении расхода энергии (см. главу XVI, 67).

В заключение следует отметить, что, несмотря на некоторые допущения (приближенное значение $\frac{v_б}{v_п}$, учет максимальных присосов лишь в конце всасывающей линии, а не по каждому участку, как это можно было бы сделать), расчет этот практически точен в отношении конечного результата ($H_в$ и $Q_в$).

Такого рода упрощенный расчет вентиляционной сети может быть применен, например, для обоснования заказываемых вентиляторов, электродвигателей для них, приближенных подсчетов энергии, расходуемой на вентиляционные установки, и других целей.

При проведении полного расчета вентиляционной сети с определением диаметров ответвлений сделанные допущения могут быть уточнены, что, однако, практически мало влияет на конечный результат произведенного выше расчета, т. е. на величину $H_в$.

полного давления на данном участке — находим как произведение величин, записанных в графах 6 и 10, т. е. для участка *1* $H_{оп}=H_{о_1}=6{,}1\cdot1{,}37=8{,}35$ *кГ/м²*.

В графу 12 записываем изменение полного давления на всем протяжении этой части воздуховода, т. е. начиная от каналов машины (или аспирируемого оборудования) и до конца участка *1*, т. е. величину полного давления в конце участка *1*:

$$H_{о.\,к_1}=26{,}70+8{,}35=35{,}05\ кГ/м^2.$$

В дальнейшем, при расчете диаметра ответвления 4_1, нужно будет путем создания соответствующей скорости движения воздуха в ответвлении вызвать потери в нем, равные $H_{о.\,к_1}=35{,}05$ *кГ/м²*.

Скорость движения воздуха в участке *2* равна $v_2=m_1v_1$; по рис. 173 для $c=1{,}2$ и $z=0{,}625$ величина $m_1=1{,}07$; следовательно, $v_2=1{,}07\cdot10=10{,}7$ *м/сек*, как это и указано в бланке расчета в строке, относящейся к участку *2*.

Так же, как и по участку *1*, пользуясь номограммой, находим по заданному $Q_2=3900$ *м³/час* и найденному $v_2=10{,}7$ *м/сек* величины $H_{д_2}=7{,}0$ *кГ/м²*, $D_2=358$ *мм* $\frac{\lambda_2}{D_2}=0{,}044$.

Далее находим $H_{о_2}=8{,}25$ *кГ/м²* и $H_{о.\,к_2}=43{,}3$ *кГ/м²* (вычисление сотых долей не вызывается необходимостью: они даны лишь только для уточнения последующих округлений величин полного давления).

Таким образом, величина полного давления у всасывающего отверстия должна быть $H_{о.\,вс}=H_{о.\,к_2}=43{,}3$ *кГ/м²*.

Объем воздуха, который должен перемещать вентилятор ($Q_в=Q_з$), больше отсасываемого от оборудования на величину возможных присосов в сеть и может быть определен по выражению (XIII-9); приняв $\sigma=0{,}20\%$, найдем, что при $L_0=L_1+L_2+L_4=15{,}0+19{,}3+8{,}4=42{,}7$ *м* и $c_ф=0$ (отсутствие пылеотделителя на всасывающей линии)

$$Q_в=Q_з=3900\left(1+\frac{0{,}20}{100}\,42{,}7\right)=1{,}085\cdot3900=4230\ м^3/час.$$

Учтенная в этом расчете величина присоса является максимальной, принимаемой для подбора вентилятора и электродвигателя к нему, а фактический присос в процессе эксплуатации установки всегда должен быть значительно меньшим.

Расчет по нагнетающей линии начинаем так же, как и по всасывающей линии, т. е. от участков линии, непосредственно связанных с наружным воздухом; в данном случае расчет начинаем вести с групповых циклонов, воздух после прохождения которых выводится непосредственно в атмосферу.

Скорость входа воздуха в циклон и динамическое давление, соответствующее ей, могут быть найдены по номограмме: при $Q_в=Q_з=4230$ *м³/час* и $F=4bc=4\cdot0{,}0233=0{,}0932$ *м²* величина $v_{вх}=12{,}6$ *м/сек* и $H_д=9{,}7$ *кГ/м²*, что при $\zeta_ц=5{,}9$ определяет $H_ц=5{,}9\cdot9{,}7=57{,}2$ *кГ/м²*.

Скорость движения воздуха, несущего пыль по воздуховоду участка *3*, должна быть не меньше указанной в задании надежно транспортирующей ($v_р=10$ *м/сек*) и, по возможности, ближе к экономически наивыгоднейшей скорости ($v_{эк}=8$ *м/сек*); поэтому примем $v_з=10$ *м/сек*, что при $Q_з=4230$ *м³/час* определяет $H_{д_з}=6{,}1$ *кГ/м²*, $D_з=390$ *мм*, $\frac{\lambda_з}{D_з}=0{,}040$ и $H_{о_з}=5{,}0$ *кГ/м²*.

Следовательно, полное давление у нагнетающего отверстия вентилятора должно быть $H_{о.н}=H_{о.кз}=57{,}2+5{,}0=62{,}2$ *кГ/м²*, а полное давление вентилятора с учетом разрежения в здании $H_в=H_{о.\,вс}+H_{о.\,н}+H_{зд}=43{,}3+62{,}2+3{,}0=108{,}5$ *кГ/м²*.

По этой величине $H_в$ и найденной ранее $Q_в=4230$ *м³/час* можно подобрать к рассчитываемой сети такой вентилятор, работа которого будет наиболее экономичной в отношении расхода энергии (см. главу XVI, 67).

В заключение следует отметить, что, несмотря на некоторые допущения (приближенное значение $\frac{v_б}{v_п}$, учет максимальных присосов лишь в конце всасывающей линии, а не по каждому участку, как это можно было бы сделать), расчет этот практически точен в отношении конечного результата ($H_в$ и $Q_в$).

Такого рода упрощенный расчет вентиляционной сети может быть применен, например, для обоснования заказываемых вентиляторов, электродвигателей для них, приближенных подсчетов энергии, расходуемой на вентиляционные установки, и других целей.

При проведении полного расчета вентиляционной сети с определением диаметров ответвлений сделанные допущения могут быть уточнены, что, однако, практически мало влияет на конечный результат произведенного выше расчета, т. е. на величину $H_в$.

53. РАСЧЕТ ДИАМЕТРОВ ОТВЕТВЛЕНИЙ ВЕНТИЛЯЦИОННОЙ СЕТИ

Классификация вентиляционных сетей по степени разветвленности их. В соответствии с приведенными положениями все участки воздуховодов разветвленной вентиляционной сети рассматривались либо как магистральные, либо как ответвления; никаких других категорий участков воздуховода мы не различали до сих пор.

Однако при расчете диаметров ответвлений вопрос этот представляется несколько более сложным. На рис. 175 изображены две вентиляционные сети с одинаковым расположением магистрали и одинаковым количеством (11) участков. Несмотря на это, ход расчета этих двух сетей, имеющих так много общего, будет совершенно различным.

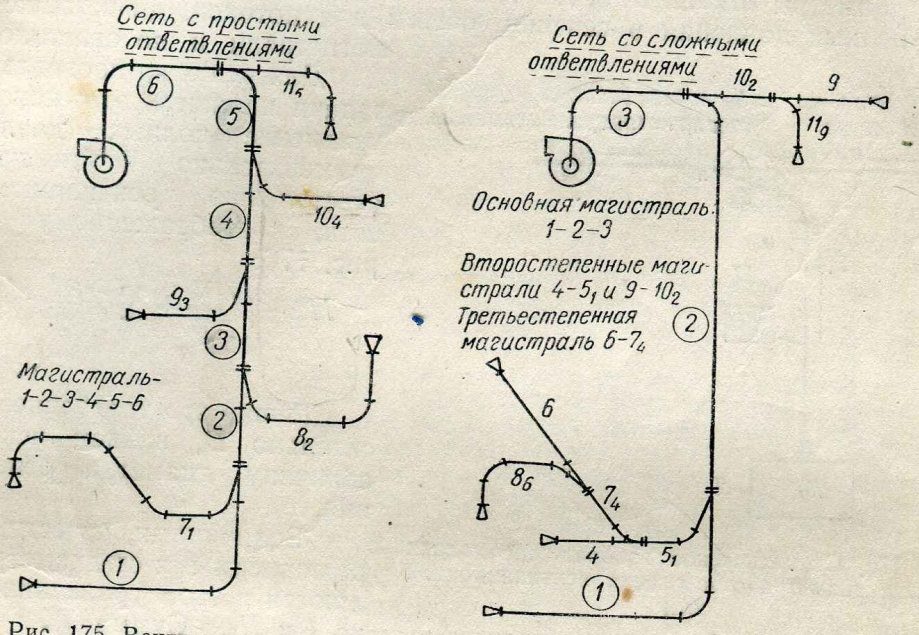


Рис. 175. Вентиляционные сети с простыми и сложными ответвлениями от вентиляционной магистрали

Следует различать вентиляционные сети с простыми и сложными ответвлениями. Простым ответвлением будем называть трубу, не имеющую добавочных присоединений; например, в вентиляционной сети, показанной на рис. 175 — слева, все ответвления простые. Такая сеть характерна для размольного отделения мельницы (аспирационные сети вальцевых станков, веек и рассевов).

Сложным ответвлением условимся называть такое, которое в свою очередь разветвляется на несколько труб; такими ответвлениями на рис. 175 — справа являются ответвления 5_1 и 10_2. Вентиляционные сети элеваторов и зерноочистительных отделений мельниц и крупозаводов обычно состоят из сложных ответвлений.

При расчете каждое сложное ответвление следует рассматривать как второстепенную магистраль, составленную в свою очередь из простых, а, возможно, также из сложных соединений, например ответвление 5_1. В этом ответвлении имеется свое второстепенное магистральное направление, например $4—5_1$, к которому присоединено сложное ответвление 7_4, имеющее свое третьестепенное магистральное направление $6—7_4$.

Диаметры простых ответвлений рассчитывают, как это было указано, путем уравнивания полного давления в конце ответвления с полным давлением, действующим в конце соответствующего участка магистрали; этим условием диаметр ответвления определяется вполне одно-

значно. В противовес этому, вопрос о диаметре сложного ответвления не имеет однозначного решения. Действительно, повысить сопротивление сложного ответвления 10_2, включающего участки 9 и 11_9, можно либо уменьшением диаметра участка 10_2, либо — участка 9, а также соответственным уменьшением диаметров обоих участков. Во всех трех случаях диаметр ответвления 10_2 будет иметь различную величину при точном соблюдении равенства полных давлений в конце участков 2 и 10_2.

Однако, если при расчете сложного ответвления точно соблюдать условие стандарта тройников, т. е. равенство $D_п^2 + D_б^2 = D_0^2$, то решение этой задачи также становится однозначным.

Основы расчета диаметров ответвлений. Как неоднократно указывалось, диаметры ответвлений должны быть определены из условия равенства полных давлений в сечении, общем для потоков, движущихся по магистрали и по ответвлению.

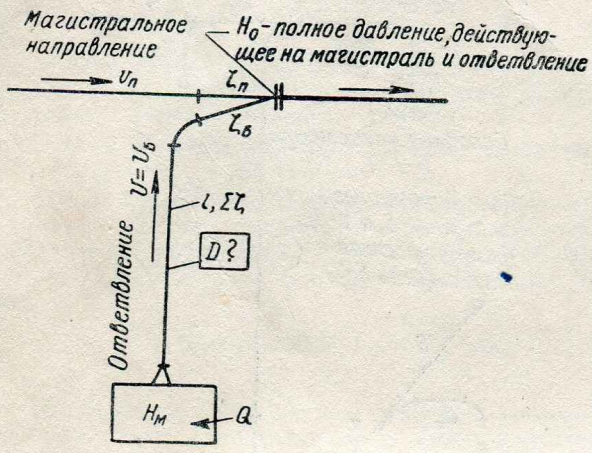


Рис. 176. Схематическое изображение задачи расчета диаметра ответвления вентиляционной сети

Для решения поставленной задачи напишем это исходное уравнение полных давлений применительно к типичному ответвлению вентиляционной сети, изображенному на рис. 176:

$$H_м + \left(l\frac{\lambda}{D} + \sum\zeta\right)\frac{\rho v^2}{2} = H_0. \qquad \text{(XIII-10)}$$

Решив это уравнение относительно D, найдем искомую величину диаметра ответвления.

Величинами, известными и не зависимыми от диаметра, являются в этом уравнении только l и H_0. Сумма $\sum\zeta$ также известна за исключением одного члена ее — коэффициента сопротивления тройника по боковому направлению ($\zeta_б$); величина этого коэффициента зависит от $\frac{v_б}{v_п}$, т. е. от $v = v_б$, являющейся функцией искомого D.

Приводя уравнение (XIII-10) к общему виду, напишем его в применении к стандартному воздуху:

$$H_м + \left(l\frac{\lambda}{D} + \sum\zeta\right) 0{,}061\, v^2 - H_0 = 0. \qquad \text{(XIII-11)}$$

Так как всегда по абсолютной величине $|H_0| > |H_м|$, то отрицательная разность $H_м - H_0 = -\Delta H$ и представляет по своей абсолютной величине то давление, которое полностью должно быть израсходовано только в воздуховоде рассчитываемого ответвления.

Подставляя в уравнение (XIII-11) известную из предшествующих расчетов величину $-\Delta H$, заменяя λ его выражением через v и D, написанным для стандартного воздуха (V-5 и V-21), и выражая v через $Q_м$ ($м^3/мин$) и D, т. е. подставляя $v = \frac{4Q_м}{60\pi D^2} = \frac{Q_м}{47{,}1\,D^2}$, получим уравнение полных давлений в виде

$$1 + 17{,}5\frac{Q_м^{0{,}25}\sum\zeta}{l} D^{0{,}75} - \frac{6{,}37\cdot 10^5\cdot\Delta H}{lQ_м^{1{,}75}} D^{4{,}75} = 0, \qquad \text{(XIII-12)}$$

или

$$1 + BD^{0{,}75} - AD^{4{,}75} = 0, \qquad \text{(XIII-13)}$$

где A и B — коэффициенты уравнения полных давлений, величина которых известна, с одной стороны, из задания ($Q_м$, l, $\sum\zeta$), а с другой,— из расчета сети по магистральному направлению (ΔH).

Хотя уравнение полных давлений не имеет алгебраического решения, однако считая оба коэффициента его известными, можно вычислить методами высшей алгебры искомое значение D с любой степенью приближения. Так как эти методы для массовых расчетов громоздки и трудоемки, то в качестве практически приемлемых при расчете вентиляционных сетей приводим предлагаемые нами способы решения уравнения полных давлений.

Способы решения уравнения полных давлений. Известно, что уравнение выше 4-й степени может быть решено для общего случая только приближенно; приближенными способами пользуются даже при решении уравнений 3-й и 4-й степеней.

Приближенное решение для производственных целей вполне достаточно, так как из тонколистовой стали обычными приемами, применяемыми жестянщиками, невозможно изготовить воздуховоды с высокой степенью точности по диаметру, который округляют в заказах, по крайней мере, до ближайшего кратного 5 *мм*; поэтому нет необходимости стремиться к вполне точному решению уравнения полных давлений.

Стандартом Главстройпрома 14/3166-37 установлена следующая шкала диаметров воздуховодов приточно-вытяжных вентиляционных установок: 110, 115, 130, 140, 150, 165, 195, 215, 235, 265, 285, 320, 375, 440, 495, 545, 595, 660, 775, 885, 1025, 1100, 1200, 1325, 1425 и 1540.

Допускаемые этой шкалой округления расчетных диаметров весьма грубы для обеспыливающих, например, вентиляционных установок; при округлении в меньшую сторону может быть вызван недостаточный обеспыливающий эффект вследствие существенного снижения отсасываемого объема воздуха, а при округлении в сторону бóльших величин — повышение эксплуатационных расходов либо уменьшение скорости воздуха, что является также недопустимым. Поэтому стандарт Главстройпрома желательно соблюдать лишь для части воздуховодов обеспыливающих вентиляционных сетей, требующей наибольшего количества листовой стали, но его нельзя считать обязательным по эксплуатационно-экономическим соображениям.

Соблюдение стандарта[1] желательно также во всех случаях, когда это изменяет расчетные объемы отсасываемого воздуха не более чем на $\pm 3\%$ и лишь в исключительных случаях не более чем на $\pm 5\%$; соблюдение этого стандарта желательно для воздуховодов, несущих обеспыленный воздух, если это не выходит за пределы экономически наивыгоднейшей скорости, и для воздуховодов, несущих пылевоздушную смесь, если применение стандартного диаметра увеличивает надежно транспортирующую скорость не более чем на 10%.

Для расчета вентиляционных сетей по методу полных давлений из нескольких возможных способов расчета диаметров ответвлений нами разработаны и рекомендуются для практического применения:

— интерполяционный способ, при котором задаются двумя грубыми приближениями к корню уравнения полных давлений, дающими возможность найти достаточно точное приближение к нему;

— способ относительных отклонений, позволяющий по одному грубому приближению найти достаточно точное приближение к корню уравнения полных давлений;

— номографический способ решения уравнения полных давлений, не требующий предварительной грубой оценки корня, при котором достаточно вычислить коэффициенты A и B при старшем и младшем членах уравнения.

Каждый из этих способов можно применять в зависимости от условий, в которых производят расчет (наличие или отсутствие номограммы), и личной склонности производящего расчет к аналитическим или графическим методам расчета. Точность приближения вполне достаточна для

---

[1] Следует отметить, что Промзернопроект при округлении расчетных диаметров воздуховодов строго не соблюдает указанного стандарта, стремясь, однако, к нему во всех возможных случаях.

практических целей при всех трех способах. Наименьшего времени требует номографический способ.

При расчете интерполяционным способом непосредственно по уравнению (XIII-11)

$$H_м+\left(l\frac{\lambda}{D}+\sum\zeta\right)0{,}061\ v^2-H_0=0,$$

т. е. по $f(D)=0$, вычисляют два значения функции искомой величины

$$f(D_б)=h_б \quad \text{и} \quad f(D_м)=h_м,$$

где $D_б$ (больший) и $D_м$ (меньший) — грубые приближения к корню уравнения полных давлений, из которых $D_б > D_м$.

Желательно, но совсем необязательно, чтобы $D_б > D > D_м$, где D — точное значение искомого диаметра ответвления.

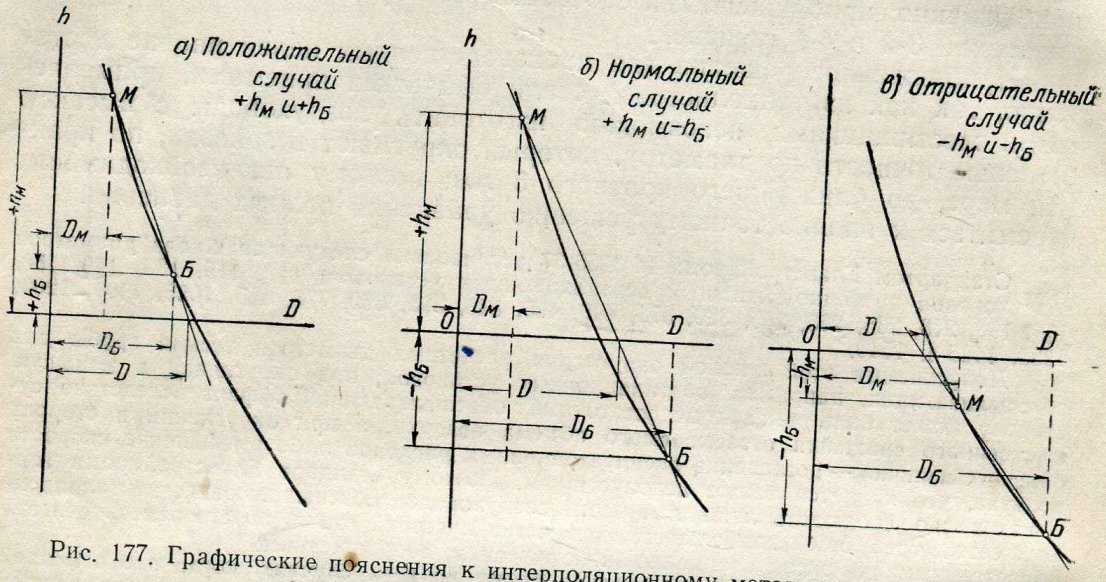


Рис. 177. Графические пояснения к интерполяционному методу определения диаметров ответвлений вентиляционной сети

Если, придавая величине D некоторые произвольные значения, находящиеся по обе стороны корня, построить кривую уравнения полных давлений в координатах D и h (рис. 177), то она пересечет ось D в месте, соответствующем искомой величине корня этого уравнения ($h=0$).

Вычислив значения $h_б$ и $h_м$, находим две точки на кривой $D-h$: точку $M(D_м, h_м)$ и точку $Б$ ($D_б$, $h_б$).

Если абсолютные значения $h_б$ и $h_м$, соответствующие этим точкам, не велики по отношению к $\Delta H=H_0-H_м$, то пересечение прямой $МБ$ с осью D даст значение диаметра, достаточно близкое к корню уравнения (XIII-12).

Из рис. 177 ясно, что

$$\frac{D-D_м}{D_б-D_м}=\frac{h_м}{h_м-h_б},$$

откуда искомая приближенная величина диаметра ответвления

$$D=D_м+\frac{h_м(D_б-D_м)}{h_м-h_б}=D_м+h_м\frac{\Delta D}{\Delta h}. \qquad \text{(XIII-14)}$$

Величины h, как известно из (XIII-11), представляют собой разности между величинами полных давлений в конечном сечении ответвления и магистрального участка, выраженные в $кГ/м^2$.

Из построений, представленных на рис. 177, ясно, что условие $D_б > D > D_м$ желательно, но не обязательно; величина D может быть определена таким же путем и в том случае, когда $D_м$ и $D_б$ меньше D (случай *а*) и когда они больше D (случай *с*).

Полученная таким образом величина диаметра ответвления может быть уточнена до любой степени в результате повторения указанной операции; однако первое определение ее дает, как правило, вполне достаточное приближение.

Диаметры, полученные расчетом, при составлении спецификации воздуховодов обычно округляют, как это уже указывалось, по крайней мере до ближайших 5 *мм*;

однако, если при $h_м$ и $h_б$ (случай *b*) стоят разные знаки, округление найденной величины D следует вести в сторону меньших значений ее, а в случаях *a* и *c*, при которых знаки $h_м$ и $h_б$ одинаковы,— в сторону бóльших; это, как видно из рис. 177, приближает округленное значение диаметра к точному значению корня уравнения полных давлений.

Применение предложенного способа определения диаметров ответвлений вентиляционной сети показано на примере расчета ответвления сети, изображенной на рис. 170 и рассчитанной по магистральному направлению.

В конце участка *1* (см. табл. 9 и рис. 170) на ответвление 4_1 действует полное давление $H_{о.к_1}=35{,}05$ *кГ/м²*. При расчете по магистрали соотношение скоростей воздуха в ответвлении ($v_б$) и по магистрали ($v_п$) было предположено равным $\frac{v_б}{v_п}=1{,}2$; при $v_1=10$ *м/сек* скорость в ответвлении была предположена равной $v_4=1{,}2\cdot10=12$ *м/сек*, что определяет одно из грубых приближений к корню (например меньшее), равное, как это можно получить из номограммы (рис. 174) по точкам $Q_4=1500$ *м³/час* и $v_4=12$ *м/сек*,

$$D_м=212 \text{ мм при } \frac{\lambda_м}{D_м}=0{,}082 \text{ и } H_д=8{,}8 \text{ кГ/м²}.$$

Все эти величины вписывают в расчетный бланк, форма которого приведена в табл. 10. В бланке для каждого ответвления предусмотрены три строки: первая — для всех величин, получаемых при $D_м$, третья — то же при $D_б$ и средняя, в которую записывают принятый D и, если необходимо, результаты проверки принятого диаметра по h, т. е. по величине отклонения этой величины от нуля.

Графы 1—6 заполняют на основе данных схемы рассчитываемой сети (см. рис. 170) и данных расчета по магистральному направлению (см. табл. 8 и 9). Величина $\sum\zeta$ проставлена в графе 5 табл. 10 в соответствии с первым приближением, отмеченным в табл. 8 $\left(\frac{v_б}{v_п}=1{,}2\right)$.

Найдя $H_д$, $D_м$ и $\frac{\lambda_м}{D_м}$ (графы 7, 8 и 9), определяем величину полного давления, требующегося для перемещения заданного Q, в данном случае 1500 *м³/час*, если диаметр ответвления будет равен $D_м$:

$$H_о'=H_м+\left(l\frac{\lambda}{D}+\sum\zeta\right)H_д=26+(8{,}4\cdot0{,}082+0{,}73)\,8{,}8=38{,}50 \text{ кГ/м²}.$$

Полученная величина превышает действующее давление на

$$h_м=H_о'-H_о=38{,}50-35{,}05=+3{,}45 \text{ кГ/м²}.$$

Следовательно, чтобы довести давление до располагаемой величины его (35,05), необходимо уменьшить потери в ответвлении, т. е. уменьшить скорость движения воздуха, увеличив диаметр трубы по сравнению с $D_м=212$ *мм*.

Не особенно задумываясь над величиной второго грубого приближения $D_б$ к корню уравнения полных давлений D, мы можем взять величину $D_б$ заведомо превышающей D, если предположим в ответвлении скорость движения воздуха, равной скорости его в магистрали, т. е. если примем $v_4=v_1=10$ *м/сек*.

В связи с этим изменится соотношение скоростей в тройнике $\left(\frac{v_б}{v_п}=1\right)$ и $\zeta_б$ с 0,20 уменьшится до 0,02, что в свою очередь на 0,18 уменьшит $\sum\zeta$ в строке для $D_б$ (см. табл. 10).

При этом по номограмме для $Q_4=1500$ *м³/час* и $v_4=10$ *м/сек* получим $H_д=6{,}1$ *кГ/м²*, $D_б=230$ *мм* и $\frac{\lambda_б}{D_б}=0{,}078$. В результате подсчета, аналогичного приведенному выше,

$$h_б=H_о'-H_о=33{,}35-35{,}05=-1{,}70 \text{ кГ/м²}.$$

Следовательно, в соответствии с формулой (XIII-14)

$$D=D_м+\frac{h_м(D_б-D_м)}{h_м-h_б}=212+3{,}45\,\frac{220-212}{3{,}45+1{,}70}=224 \text{ мм}.$$

Так как величины $h_м$ и $h_б$ имеют в данном случае разные знаки, то округление до ближайших 5 *мм* следует вести в сторону меньших значений; поэтому принимаем и записываем в среднюю строку расчетного бланка $D=220$ *мм*. На этом расчет ответвления 4_1 можно считать законченным.

Наличие свободной средней строки позволяет проверить выполненный расчет: по найденному $D=220$ *мм* и заданному $Q=1500$ *м³/час* находим, пользуясь номограм-

Таблица 10

Определение диаметров ответвления интерполяционным способом

Номера участков и наименование машин, присоединенных к ним		Q $м^3/час$	$H_м=\varepsilon Q_с^2$ $кГ/м^3$	l $м$	$\Sigma\zeta$	v $м/сек$	$H_д$ $кГ/м^3$	D $мм$	$\frac{\lambda}{D}$	Полное давление (потери) $кГ/м^3$: потребное $H_0'=H_м+\left(l\frac{\lambda}{D}+\Sigma\zeta\right)H_д$	Полное давление (потери) $кГ/м^3$: действующее (из графы 12 табл. 9) $H_0=H_{0.к.п}$	Разность $h=H_0'-H_0$ в $кГ/м^3$	Примечание
1		2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Участок 4 с аспирационной колонкой	при $D_м$	—	26,0	8,4	0,73	12,0	8,8	212	0,082	38,50	35,05	+3,45	При $\frac{v_б}{v_п}=1,2$ и $\frac{F_н}{F_б}=1,9$, $\zeta_б=0,20$
	D	1500	—	—	0,60	11,0	7,4	220	0,080	35,40	35,05	+0,35	$D=212+3,45\frac{230-212}{3,45+1,70}=$ $=224\ мм\approx 220\ мм$
	$D_б$	—	26,0	8,4	0,55	10,0	6,1	230	0,078	33,35	35,05	−1,70	При $\frac{v_б}{v_п}=1,0$ и $\frac{F_п}{F_б}=1,6$, $\zeta_б=0,02$

мой, $v=11,0$ *м/сек*, $H_д$ и $\frac{\lambda}{D}$; по $\frac{v_б}{v_п}=\frac{11}{10}=1,1$ исправляем $\sum\zeta$ и определяем требующееся давление, которое, как это видно из табл. 10, равно 35,40 $кГ/м^2$, т. е. на 0,35 $кГ/м^2$, или на 1%, больше действующего давления, что вполне допустимо.

Допустимым расхождением между требующимся и действующим давлениями будем считать ±3% от величины действующего давления, что вызовет изменения в отсасываемых объемах воздуха примерно на ±1,5% (приближенно можно считать, что аспирируемые объемы воздуха прямо пропорциональны корню квадратному из величин действующих давлений).

В заключение необходимо сделать следующее методически важное замечание: проведенный в виде примера расчет ответвления содержит принципиальную неточность, состоящую в том, что для упрощения расчета действующее давление ($H_0=35,05 кГ/м^2$) оставлено в расчетной табл. 10 условно неизменным. В действительности оно будет такое несколько иным с изменением $\frac{v_б}{v_п}$ под влиянием изменения $\zeta_п$; если, например, при подсчете строки $D_б$ внести соответствующие $\frac{v_б}{v_п}=1,0$ изменения в расчет по магистрали (см. табл. 9), то под влиянием увеличения $\zeta_п$ с 0,05 до 0,24, т. е. на 0,19, полное давление в конце участка *1* возрастет на $(0,19\times 6,1)=1,16 кГ/м^2$, т. е. фактически будет равным не 35,05 $кГ/м^2$, а повысится до $(35,05+1,16)=36,21 кГ/м^2$, что и следовало бы записать в графу 11 строки $D_б$.

Однако это уточнение обычно не оказывает существенного влияния на величину рассчитываемого диаметра; действительно, если $H_0=36,21 кГ/м^2$ вместо 35,05 $кГ/м^2$, то $h_б=H_0'-H_0=33,35-36,21=-2,86 кГ/м^2$, а искомая величина диаметра ответвления оказывается равной

$$D=212+3,45\frac{230-212}{3,45+2,86}=$$

$$=222\ мм,$$

т. е. при округлении тем же 220 *мм*, что найдено и без этого уточнения, несколько усложняющего расчет.

При расчете способом относительных отклонений[1] по заданному объему воздуха, подлежащему перемещению в ответвлении, и по ориентировочной скорости воздуха, которая обязательно должна быть несколько больше, чем известная для магистрали, всегда можно грубо оценить величину корня уравнения полных давлений. Назовем эту величину ориентировочным диаметром ответвления и обозначим ее через D_{op}.

Диаметр ответвления, определяемый корнем уравнения полных давлений (D) отклоняется от D_{op} на некоторую величину

$$\pm\bar{\Delta}=\frac{D-D_{op}}{D_{op}}=\frac{\Delta}{D_{op}}=\frac{D}{D_{op}}-1, \qquad \text{(XIII-15)}$$

которую назовем относительным отклонением.

Из этого определения следует, что

$$D=D_{op}(1+\bar{\Delta}), \qquad \text{(XIII-16)}$$

т. е. задача расчета диаметра ответвления может быть сведена к определению весьма малой по отношению к единице величины $\bar{\Delta}$. Подставляя в уравнение полных давлений (XIII-13) вместо D его выражение через D_{op} и $\bar{\Delta}$, получим

$$AD_{op}^{4,75}(1+\bar{\Delta})^{4,75}-BD_{op}^{0,75}(1+\bar{\Delta})^{0,75}=1.$$

Известно, что, разлагая в ряд по степеням функцию $(1+x)^n$ и отбрасывая члены второго и других высших порядков малости, можно получить простое приближенное выражение величины такого бинома: $(1+x)^n\approx 1+nx$, если x—мало в сравнении с единицей. Применяя это выражение к нашему случаю, находим:

$$AD_{op}^{4,75}(1+4,75\bar{\Delta})-BD_{op}^{0,75}(1+0,75\bar{\Delta})=1.$$

Решая это уравнение в отношении $\bar{\Delta}$, получим:

$$\bar{\Delta}=\frac{1-AD_{op}^{4,75}+BD_{op}^{0,75}}{4,75AD_{op}^{4,75}-0,75BD_{op}^{0,75}}. \qquad \text{(XIII-17)}$$

Зная $\bar{\Delta}$, можно по D_{op} определить искомую величину диаметра ответвления вентиляционной сети (XIII-16).

Коэффициенты A и B легко определить, пользуясь разработанной нами номограммой, изображенной на рис. 178. Каждый коэффициент определяют, проводя две секущие. Для определения величины коэффициента A по Q и l^A (шкала l для определения A) определяют вначале вспомогательную величину a, а по ней и по известному ΔH—величину A. По Q и l^B также определяют вначале вспомогательную величину b, а по ней и по $\sum\zeta$ — коэффициент B.

Величины D_{op}, возведенные в степени 0,75 и 4,75, даны на строенной шкале (рис. 179).

Следует отметить вычислительные удобства выражения (XIII-17), существенно упрощающие расчеты: записав в числитель величину $AD^{4,75}$, ее сейчас же следует записать и в знаменатель, предварительно умножив на 4,75; так же надо поступить и с величиной $BD^{0,75}$.

Таким образом, несмотря на кажущуюся сложность выражения (XIII-17), вычисление $\bar{\Delta}$ и, следовательно, D по этому способу оказывается весьма простым при наличии номограммы A—B и строенной шкалы степеней D.

На примере того же ответвления, которое было рассчитано интерполяционным способом, покажем практическое применение способа относительных отклонений (схема сети на рис. 170, расчеты в табл. 9, 10).

В качестве ориентировочной скорости воздуха в рассчитываемом ответвлении примем $v_{op}=10$ *м/сек*, т. е. скорость, принятую для магистрали; этой скорости, как известно, соответствуют $D_{op}=230$ *мм* и $\sum\zeta=0,55$ (см. табл. 10).

При помощи номограммы A—B по $Q=1500$ *м³/час*, $l^A=8,4$ *м* и $\Delta H=H_м-H_o=-26,0-35,05=-9,05$ *кГ/м²* определяем $A=2500$, а по тем же данным и $\sum\zeta=0,55$ определяем $B=2,6$.

По строенной шкале находим:

$$D_{op}^{0,75}=0,230^{0,75}=0,332 \text{ и } D_{op}^{4,75}=0,230^{4,75}=0,00093.$$

---

[1] Общая идея этого способа в применении к различным техническим расчетам предложена проф. В. И. Поликовским.

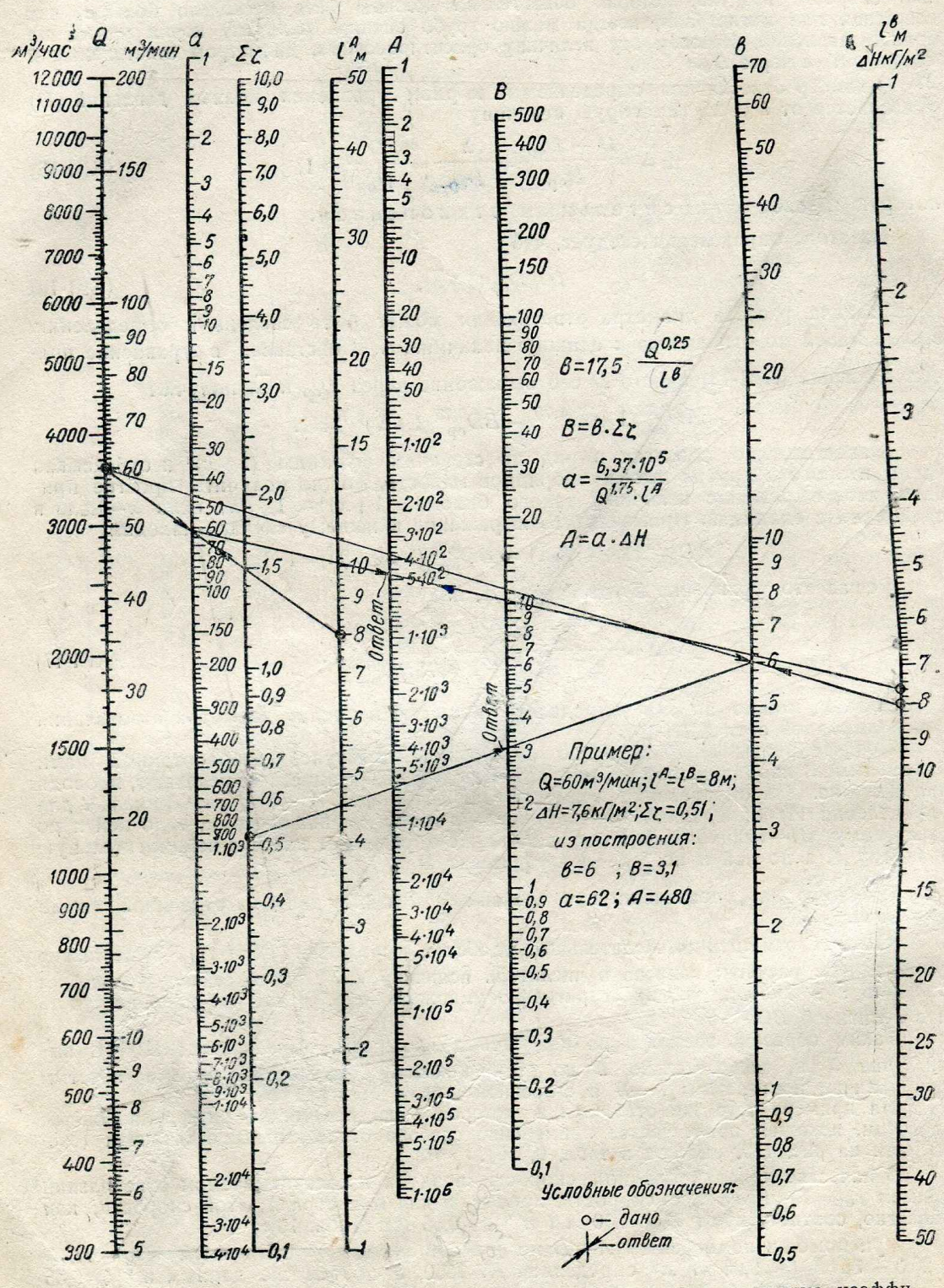


Рис. 178. Вспомогательная номограмма для определения величины коэффициентов A и B уравнения полных давлений

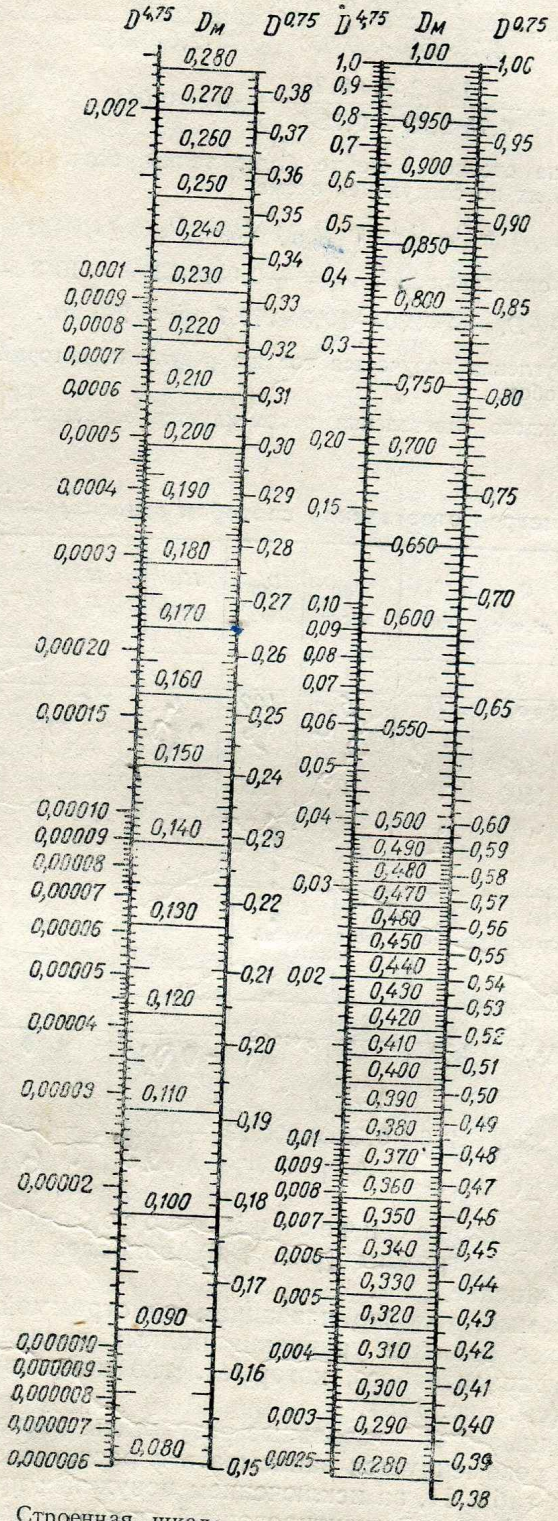


Рис. 179. Строенная шкала для возведения величины диаметра в степени старшего и младшего членов уравнения полных давлений

Следовательно, по выражению (XIII-17)

$$\bar{\Delta}=\frac{1-2500\cdot0{,}00093+2{,}6\cdot0{,}332}{4{,}75\cdot2500\cdot0{,}00093-0{,}75\cdot2{,}6\cdot0{,}332}=$$

$$=\frac{1-2{,}32+0{,}862}{4{,}75\cdot2{,}32-0{,}75\cdot0{,}862}=-0{,}0448.$$

Вычисления D на счетной линейке более точны, если, пользуясь формулой (XIII-16), производить их по следующей схеме:

$$D=D_{\text{ор}}(1+\bar{\Delta})=D_{\text{ор}}+\bar{\Delta}D_{\text{ор}}=D_{\text{ор}}+\Delta, \qquad \text{(XIII-18)}$$

т. е. предварительно определяя $\Delta=\bar{\Delta}D_{\text{ор}}=-0{,}0448\cdot230=-10{,}3$ *мм* и далее

$$D=D_{\text{ор}}+\Delta=230-10{,}3=219{,}7\ \textit{мм}\approx220\ \textit{мм}.$$

Итак, после округления получается тот же результат, который был найден интерполяционным способом.

Ход расчета каждого ответвления рекомендуется записывать, как показано в табл. 11.

Таблица 11

Определение диаметров ответвлений способом относительных отклонений

Номера участков и наименование машин	Q *м³/час*	l *м*	$v_{\text{ор}}$ *м/сек*	$D_{\text{ор}}$ *мм*	$H_{\text{м}}$ *кГ/м²*	$H_{\text{о}}$ *кГ/м²*	$\Delta H=H_{\text{м}}-H_{\text{о}}$ *кГ/м²*	$\Sigma\zeta$
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Участок 4_1 с аспирационной колонкой	1500	8,4	10,0	230	26,0	35,05	9,05	0,55

Продолжение

Номера участков и наименование машин	A (по номограмме $A-B$)	B (по номограмме $A-B$)	$D_{\text{ор}}^{0,75}$ (по строенной шкале)	$D_{\text{ор}}^{4,75}$ (по строенной шкале)	$\bar{\Delta}$ (по XIII-17)	$\Delta=\bar{\Delta}D_{\text{ор}}$ *мм*	$D=D_{\text{ор}}+\Delta$ *мм*	После округления D *мм*
1	10	11	12	13	14	15	16	17
Участок 4_1 с аспирационной колонкой	2500	2,6	0,332	0,000929	—0,0448	—10,3	219,7	220

Расчет номографическим способом при помощи предложенной нами номограммы (рис. 180) наиболее прост и не требует вычислений на линейке.

Эта номограмма, условно названная номограммой D, представляет собой графическое решение уравнения полных давлений (XIII-13) при известных коэффициентах его, которые легко найти при помощи номограммы $A—B$ (см. рис. 178).

Промежуточные и окончательные результаты расчетов по номограммам $A—B$ и D рекомендуется записывать в расчетный бланк, подобный приведенному в табл. 11, за исключением ненужных при данном способе граф 5 и 12÷16. Запись ориентировочной скорости воздуха в ответвлении (графа 4) нужна лишь для оценки соотношения $\frac{v_{\text{б}}}{v_{\text{п}}}$, от которого зависит $\zeta_{\text{б}}$ и, следовательно, $\Sigma\zeta$ (графа 9), определяющая величину коэффициента B.

Для ответвления 4_1 вентиляционной сети, использованной в качестве расчетного примера (см. рис. 170), коэффициент $A=2500$ и $B=2{,}6$. На пересечении этих координат находим на номограмме $D=219$ *мм* $\approx$ $\approx$220 *мм*, т. е. тот же результат, который был получен при расчете другими способами.

Таким образом, каждый из предлагаемых нами способов расчета диаметров ответвлений, основанный на применении одного и того же уравнения полных давлений, дает практически одинаковый результат.

54. ПРИМЕНЕНИЕ И РАСЧЕТ ДИАФРАГМ ДЛЯ РЕГУЛИРОВАНИЯ ПРОПУСКНОЙ СПОСОБНОСТИ ОТВЕТВЛЕНИЙ ВЕНТИЛЯЦИОННОЙ СЕТИ

Определение диаметров ответвлений представляет собой, следовательно, вычисление такой скорости движения воздуха, при которой потери давления к концу ответвления становятся равными действующему давлению в конце того участка магистрали, к которому производят присоединение.

Полное давление в конце любого участка магистрали всегда больше, чем для соответствующего ответвления (по существу определения магистрального направления), и увеличивается по мере приближения к вентилятору. Если объемы воздуха, которые необходимо отсасывать каждым ответвлением, вполне одинаковы, мы все же должны по мере приближения к вентилятору уменьшать диаметры ответвлений, чтобы повысить потери давления в них, что достигается увеличением скорости движения воздуха.

Такого же результата можно добиться и другим путем, не уменьшая диаметров ответвлений, а увеличивая только потери в местных сопротивлениях на величину разности между полными давлениями (потерями) в магистрали и ответвлениях.

Наиболее простым способом увеличения потерь давления является введение в воздуховод дополнительного сопротивления в виде диафрагмы, в частности шайбы из обычной листовой стали, которая может быть зажата между любыми двумя фланцами прямого отрезка воздуховода.

Применение диафрагмы для регулирования пропускной способности воздуховодов дает возможность при аспирации длинных рядов однородного оборудования, требующего отсасывания одинаковых объемов воздуха, делать все ответвления точно одинакового и вполне стандартного диаметра; это упрощает заготовку и удешевляет стоимость вентиляционной сети. Кроме того, применение диафрагм, смена которых не представляет никаких затруднений и требует разборки только одного фланца, позволяет легко изменить количество воздуха, отсасываемого тем или иным участком, если в процессе эксплуатации или испытания сети явится в этом необходимость.

Применение диафрагмы позволяет также регулировать объем отсасываемого воздуха точнее, чем при изменении диаметров труб. Округление диаметров даже по числам, кратным 5 или 10 *мм*, и особенно до стандартных диаметров, заметно изменяет фактически отсасываемые объемы воздуха по сравнению с расчетными. Однако округление расчетных диаметров необходимо, так как степень точности изготовления труб из листовой стали в заготовительно-монтажных мастерских недостаточно велика. Диафрагмы в этих же условиях могут быть изготовлены с точностью 1,0—1,5 *мм*.

Недостаток диафрагм и особенно шайб заключается в том, что они вызывают местные скопления пыли и затрудняют очистку воздуховодов от отложений пыли; поэтому шайбы, т. е. диафрагмы с центрально расположенным отверстием, можно применять только в вертикальных воздуховодах, менее других нуждающихся в очистке от пыли. Однако при очистке горизонтальных воздуховодов нельзя спускать пыль в диафраг-

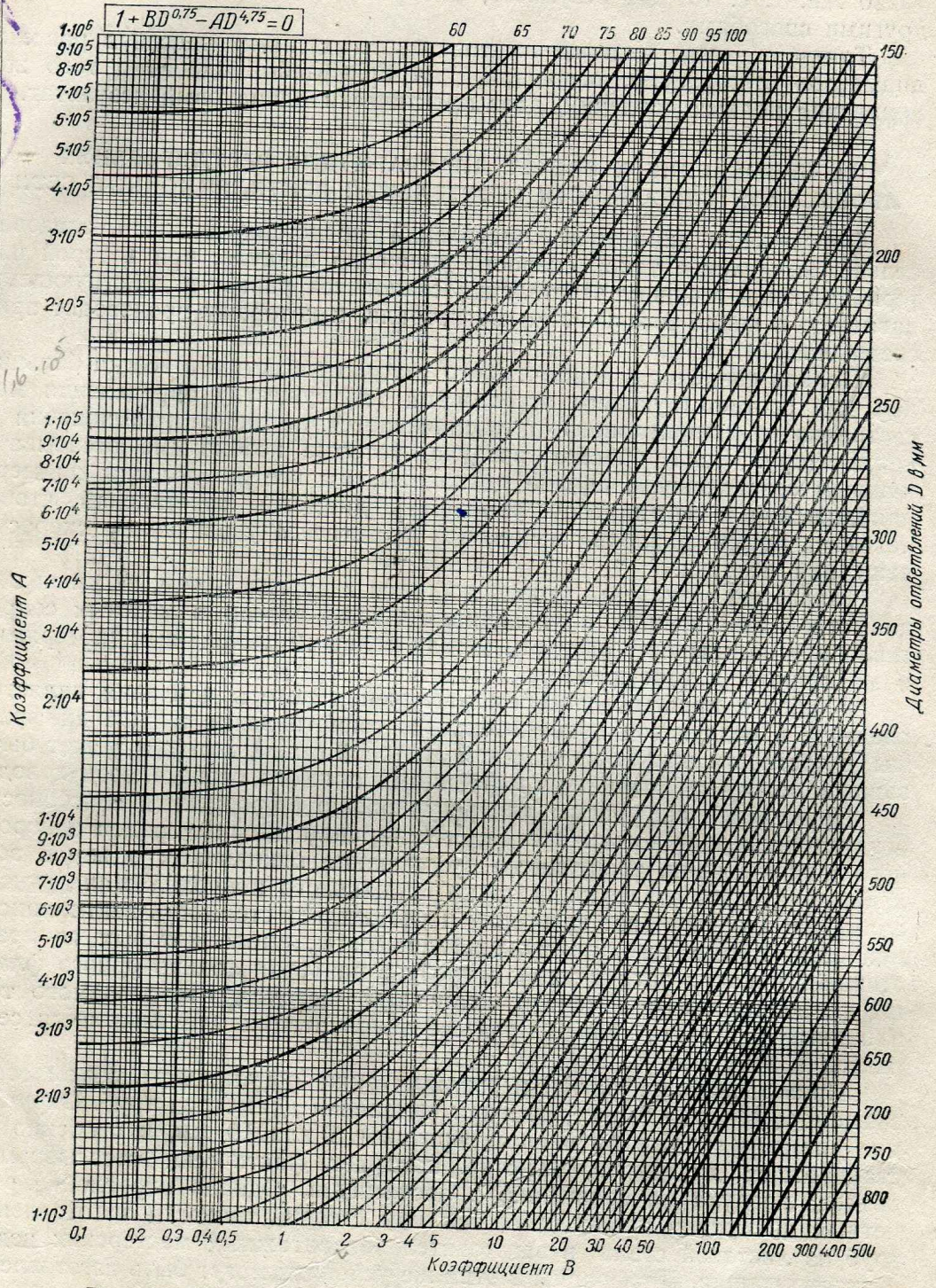
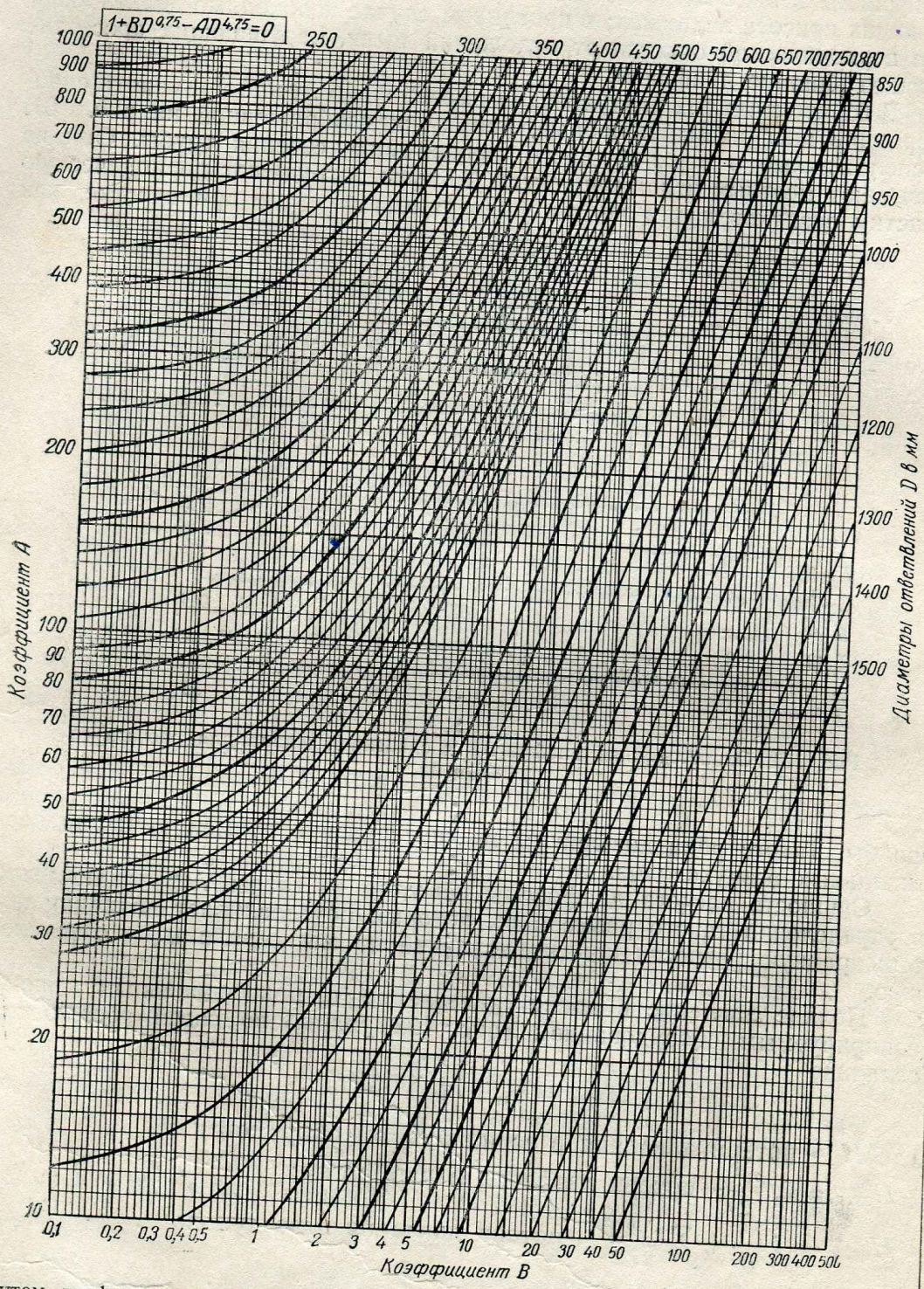


Рис. 180. Номограмма D для расчета диаметров ответвлений воздуховодов слева—для диаметров в пределах 60÷800 *мм*;

Ключ к пользованию номограммой: искомую величину D находят на (см. рис. 178); например, при A=2500 и B=2,6 величина D=219 *мм* (по левой части



путем графического решения уравнений полных давлений:

справа—для диаметров в пределах 250 ÷ 1500 *мм*

пересечении координат *A* и *B*, определенных при помощи вспомогательной номограммы номограммы *D*)

мированные вертикальные воздуховоды во избежание полного забивания их пылью.

Для элеваторов, мельниц и крупозаводов следовало бы изготовлять диафрагмы в виде легко извлекаемых, но вполне герметичных, не допускающих присоса задвижек; в противном случае необходимо делать люки для периодической очистки от отложений пыли, нарушающих дросселирующее влияние диафрагм.

В горизонтальных воздуховодах вместо шайб лучше применять односторонние диафрагмы, подобные, например, изображенной на рис. 181, расположенные в верхней части поперечного сечения трубы. Они не вызывают местных отложений пыли, меньше затрудняют периодическую очистку воздуховодов и не так подвержены поломке при очистке, как

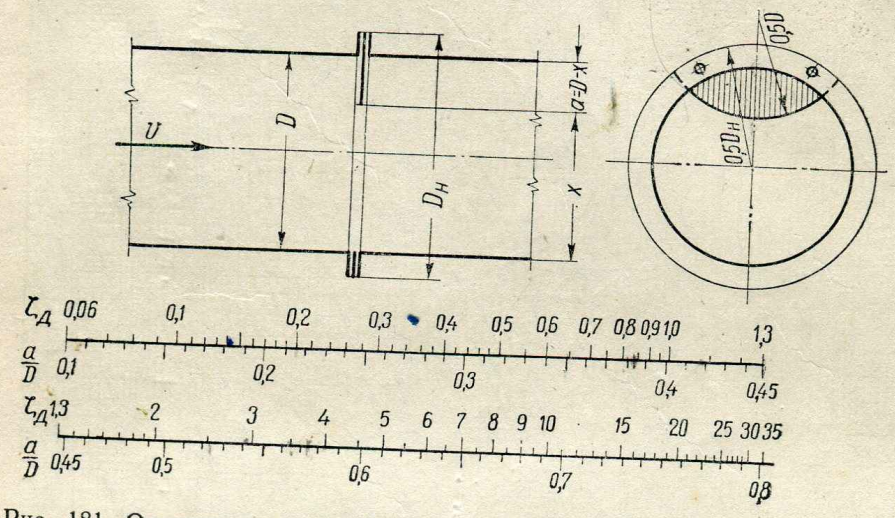


Рис. 181. Односторонняя диафрагма и сдвоенная шкала для расчета ее размеров

шайбы. Такого рода диафрагмы можно, конечно, применять и для вертикальных воздуховодов.

Сущность расчета диафрагмы известна из главы V и заключается в определении такого размера ее, который обусловливает величину потерь, равную разности полных давлений по магистрали и по ответвлению.

Полное давление в конце ответвления с присоединенным к нему аспирируемым оборудованием (рис. 182) равно по своей абсолютной величине

$$H_{о.ко} = H_м + H_{пт.д} + H_{пт.в},$$

где $H_м$ — потери давления в аспирируемом оборудовании;

$H_{пт.д} = \zeta_д \frac{\rho v^2}{2}$ — потери давления в диафрагме;

$H_{пт.в} = \left(l \frac{\lambda}{D} + \sum \zeta\right) \frac{\rho v^2}{2}$ — потери давления в воздуховоде.

Так как полное давление в конце ответвления ($H_{о.ко}$) должно быть равно полному давлению в конце того n-го участка магистрали, к которому присоединено рассчитываемое ответвление, т. е. так как $H_{о.к_n} = H_{о.ко}$, то потери давления в диафрагме должны быть:

$$H_{пт.д} = H_{о.ко} - H_м - H_{пт.в} = \zeta_д \frac{\rho v^2}{2}.$$

Следовательно, необходимая величина коэффициента сопротивления диафрагмы

$$\zeta_д = 2\,\frac{H_{о.кп} - H_м - H_{пт.в}}{\rho v^2} = \frac{H_{о.кп} - H_м - H_{пт.в}}{H_д} = \frac{H_{пт.д}}{H_д}, \qquad \text{(XIII-19)}$$

где $H_д$ — скоростное давление в воздуховоде ответвления, отнесенное ко всей площади его поперечного сечения.

Коэффициент сопротивления диафрагмы с центральным отверстием, отнесенный к скоростному давлению в воздуховоде, равен, как известно из выражения (V-48), $\zeta_д = [0{,}707\sqrt{n(n-1)} + n - 1]^2$, где $n > 1$—

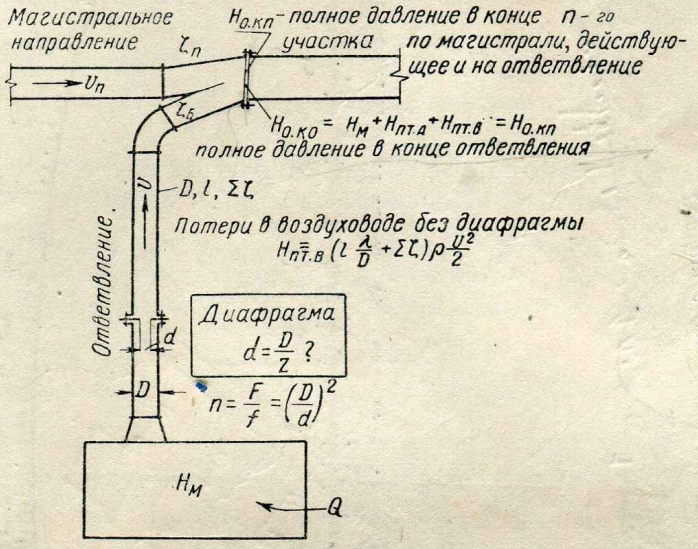


Рис. 182. Схематическое изображение задачи расчета размера диафрагмы в ответвлении вентиляционной сети

отношение площади поперечного сечения воздуховода (F) к площади отверстия диафрагмы (f), т. е.

$$n = \frac{F}{f} = \left(\frac{D}{d}\right)^2.$$

Обозначив через z величину отношения $\frac{D}{d}$, т. е. $z = \sqrt{n} = \frac{D}{d}$, можно, зная величину $\zeta_д$ из уравнения (XIII-19), определить, пользуясь выражением (V-48), величину n, а по ней величину $z = \sqrt{n}$ и, следовательно, искомую величину $d = \frac{D}{z} = \frac{D}{\sqrt{n}}$.

Без вычислений и непосредственно по необходимой величине $H_{пт.д}$ можно определить значение z при помощи номограммы на рис. 183, построенной нами на основе выражения (V-48) и названной номограммой z.

Для односторонней диафрагмы величину $\frac{a}{D}$ можно определить по необходимому $\zeta_д$ при помощи сдвоенной шкалы (см. рис. 181).

Пример 1. Требуется рассчитать диаметр шайбы для участка 4_1 вентиляционной сети, изображенной на рис. 170, выдерживая стандарт диаметров воздуховодов и не изменяя надежно транспортирующей скорости движения воздуха больше чем на $\pm 10\%$.

▲По номограмме $Q - v - D - \lambda$ (см. рис. 174) определяем стандартный диаметр D_1 участка 1 при скорости движения воздуха, равной согласно заданию 9 – 11 *м/сек* [10(1±0,1) *м/сек*]; при $Q = 2400$ *м³/час* и $v_1 = 10{,}4$ *м/сек* получаем стандартную величину $D_1 = 285$ *мм*, $\frac{\lambda_1}{D_1} = 0{,}059$ и $H_{д_1} = 6{,}6$ *кГ/м²*.

Из таких же условий и так же определяем нужные для расчета величины по участку *4* при $Q_4=1500$ *м³/час* и $v_4=9{,}6$ *м/сек*: стандартную величину $D_4=235$ *мм*, $\frac{\lambda_4}{D_4}=0{,}076$ и $H_{д_4}=5{,}6$ *кГ/м²*.

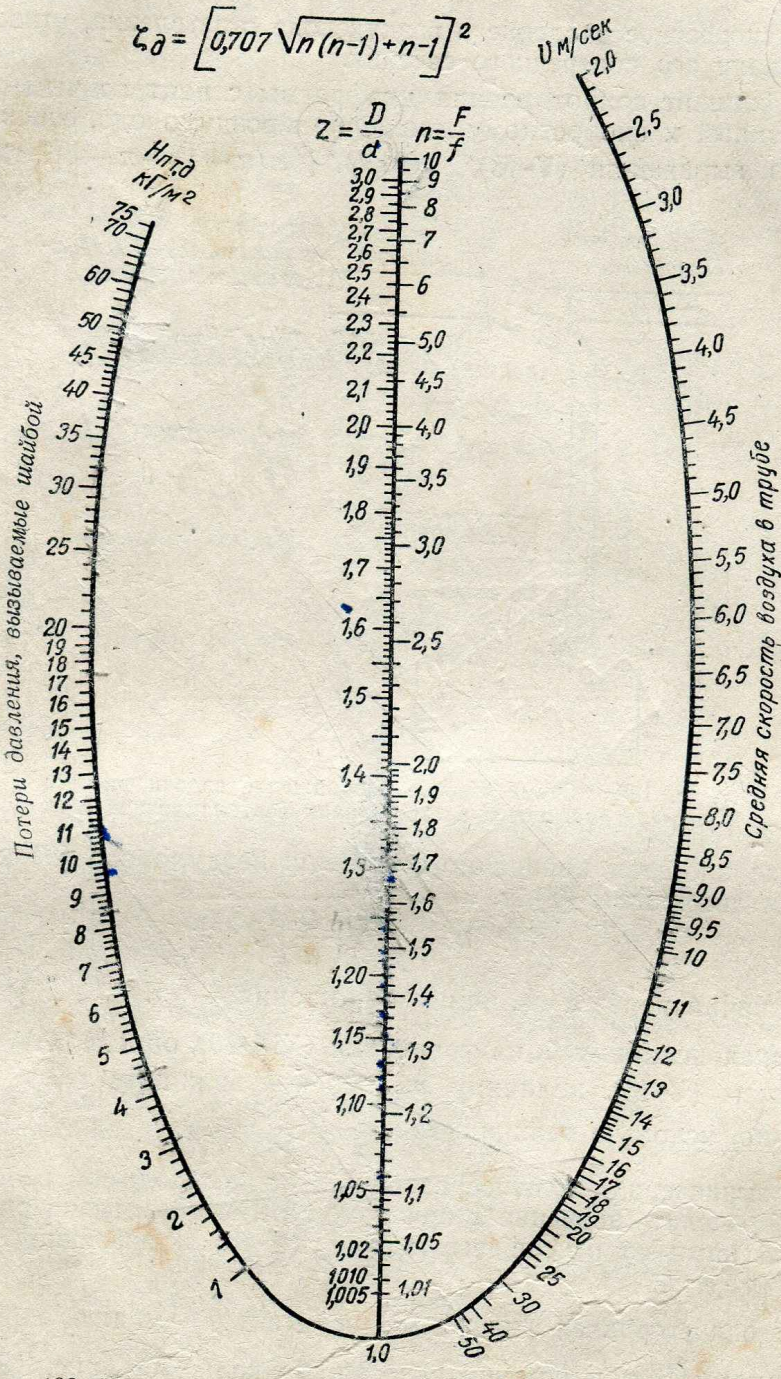


Рис. 183. Номограмма ζ для расчета относительной величины регулировочных шайб вентиляционных воздуховодов

Полные давления к концу участков *1* и *4* с учетом потерь в обоечной машине с абразивным цилиндром и аспирационной колонке (см. рис. 170) равны:

$$H_{о.к_1}=H_{м_1}+\left(l_1\frac{\lambda_1}{D_1}+\sum\zeta_1\right)H_{д_1}=26{,}7+(15\cdot0{,}059+0{,}79)\,6{,}6=37{,}8\ кГ/м^2;$$

$$H_{о.к_4}=H_{м_4}+\left(l_4\frac{\lambda_4}{D_4}+\sum\zeta_4\right)H_{д_4}=26{,}0+(8{,}4\cdot0{,}076+0{,}40)\,5{,}6=31{,}8\ кГ/м^2.$$

Следовательно, шайба должна оказывать сопротивление

$$H_{\text{пт. д}}=H_{\text{о. к}_1}-H_{\text{о. к}_4}=37{,}8-31{,}8=6{,}0\ кГ/м^2.$$

Пользуясь номограммой z (см. рис. 183), проводим прямую между точками $v_4=9{,}6\ м/сек$ и $H_{\text{пт. д}}=6{,}0\ кГ/м^2$, находим на средней шкале $z_4=1{,}203$ и, следовательно, $d_4=\dfrac{D_4}{z_4}=\dfrac{235}{1{,}203}=195\ мм$.

(Результат: $D_1=285\ мм$; $D_4=235\ мм$; $d_4=195\ мм$).

Пример 2. Требуется рассчитать одностороннюю диафрагму для условий, указанных в предыдущем примере

По сдвоенной шкале (см. рис. 181) определяем, что для $\zeta_{\text{д}}=\dfrac{H_{\text{пт. д}}}{H_{\text{д}_4}}=\dfrac{6{,}0}{5{,}6}=1{,}07$ величина $\dfrac{a}{D}=1-\dfrac{x}{D}=0{,}415$ и, следовательно,

$$a=0{,}415D_4=0{,}415\cdot 235=97\ мм.$$

55. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ СЕТЕЙ, АСПИРИРУЮЩИХ ДЛИННЫЕ РЯДЫ ОДНОРОДНЫХ МАШИН

На мельницах и крупяных заводах часто встречаются вентиляционные сети, подобные схематически изображенным на рис. 184, которые должны отсасывать практически одинаковые объемы воздуха от каждой

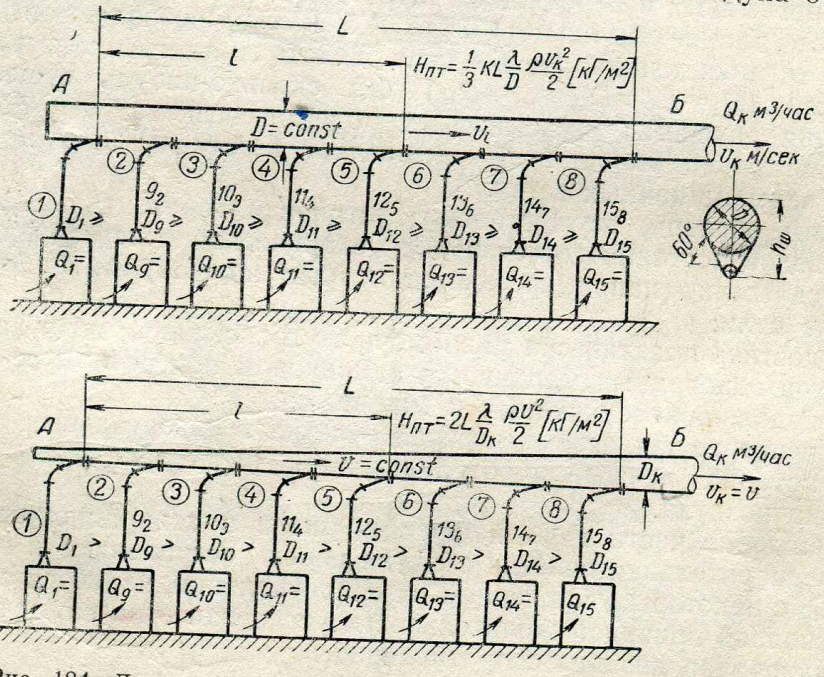


Рис. 184. Два вида воздуховодов, аспирирующих длинные ряды однородных машин:

вверху—сборный воздуховод постоянного сечения (аспирационный шнек); внизу—сборный воздуховод с постоянной скоростью движения воздуха

из многих однородных машин. Такие сети обслуживают на мельницах вальцевые станки и рассевы, на крупозаводах — аспирационные колонки и другие машины. Они состоят обычно из одного длинного сборного воздуховода $АБ$, к которому через равные или близкие к этому отрезки $2, 3, 4$ и т. д. присоединяют ответвления 9_2, 10_3, 11_4 и другие, имеющие одинаковые сопротивления и вносящие в сборный воздуховод одинаковые объемы воздуха ($Q_1=Q_9=Q_{10}=Q_{11}=\ldots=Q_{15}$).

Сборные воздуховоды $АБ$ могут иметь постоянное по всей длине сечение ($F=\text{const}$) при постепенно увеличивающейся по направлению движения скорости воздуха (см. рис. 184, вверху) либо переменное по-

перечное сечение, увеличивающееся прямо пропорционально длине воздуховода, вследствие чего скорость в любом сечении его остается постоянной ($v=\text{const}$), как это показано на рис. 184, внизу.

Горизонтальные сборные воздуховоды переменного сечения не имеют распространения на наших предприятиях как весьма неэкономичные, требующие примерно двойного превышения надежно транспортирующей скорости воздуха для того, чтобы избежать значительных отложений пыли в них.

Сборные воздуховоды постоянного сечения расположены, как правило, горизонтально и прямолинейно, что позволяет осуществлять непрерывную механическую очистку от осаждающейся в них пыли. Это делают при помощи шнеков, расположенных в нижней части воздуховодов, вследствие чего такие воздуховоды обычно называют аспирационными шнеками.

Так как скорости движения в сборном воздуховоде очень низки, то и потери давления в каждом из магистральных участков его ничтожны; поэтому и разность в диаметрах соседних ответвлений настолько мала, что практически неосуществима. Известно, что для достижения равенства отсасываемых объемов ($Q_1=Q_9=Q_{10}=\ldots=Q_{15}$) диаметры одинаковых ответвлений по мере приближения к вентилятору должны уменьшаться ($D_1>D_9>D_{10}>\ldots>D_{15}$); однако сборный воздуховод постоянного сечения при малых и переменных скоростях движения воздуха, изменяющихся по длине обычно от 0 до 4,5 *м/сек*, позволяет в пределах каждого отрезка длиной $l=10\div15$ *м* делать диаметры ответвлений постоянными ($D_1=D_9=D_{10}=\ldots=D_{15}$) без сколько-нибудь существенного нарушения равенства отсасываемых объемов воздуха. Это обстоятельство значительно упрощает и удешевляет изготовление и монтаж подобных вентиляционных сетей.

Таким образом, осуществление установки горизонтальных сборных воздуховодов постоянного сечения с механической очисткой их от осаждающейся пыли (например аспирационных шнеков) имеет следующие основные цели:

— достичь практически равномерного отсасывания воздуха от длинных рядов однородных машин при одинаковом поперечном сечении всех воздуховодов, присоединенных к машинам;

— непрерывная автоматическая очистка горизонтальных воздуховодов, в которых неизбежно откладывается пыль при малых скоростях движения воздуха.

Осаждение части грубых фракций пыли в аспирационных шнеках, т. е. предварительная очистка воздуха перед поступлением в матерчатые фильтры с некоторым снижением их сопротивления, является следствием, а не основной причиной желательности установки этих самоочищающихся воздуховодов низкого сопротивления.

Обычный способ расчета в применении к сборным воздуховодам (см. рис. 184) вызывает необходимость в разбивке их на отдельные участки по магистральному направлению (участки *1, 2, 3... 8*) и в дальнейшем кропотливом подсчете сопротивления каждого участка, что требует излишней траты времени.

Аналитическое определение величины сопротивления сборного воздуховода постоянного сечения, а также испытания аспирационных шнеков, проводившиеся нами в производственных условиях, показали, что при равномерном распределении ответвлений по длине шнека потери давления в нем можно считать прямо пропорциональными квадрату конечной скорости воздуха ($v_к^2$) и равными

$$H_{пт}=\frac{1}{3}KL\frac{\lambda}{D}\frac{\rho v_к^2}{2}\ кГ/м^2, \qquad \text{(XIII-20)}$$

где $K=4\div6$, увеличиваясь по мере уменьшения высоты аспирационного шнека ($h_ш$) и увеличения диаметра перьев шнека (см. рис. 184).

При расчете потерь давления в аспирационных шнеках можно принимать сечение сборника круглым, что позволяет несколько увеличить расчетную скорость воздуха против фактической, а величину λ исчислять по средней скорости и диаметру сборника.

Так как несмотря на большое значение K, потери давления в подобных сборниках весьма невелики, нет необходимости последовательно, для каждого ответвления находить диаметры воздуховода или размеры диафрагм, которые для коротких сборников будут настолько ничтожно мало разниться, что их можно делать одинаковыми. При наличии длинных сборников достаточно найти диаметры первого и последнего ответвлений для того, чтобы разность этих диаметров распределить между 2—3 группами ответвлений одинаковых диаметров.

ГЛАВА XIV

РАСЧЕТ ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ СЕТЕЙ МЕТОДОМ ПОТЕРЬ ДАВЛЕНИЯ НА ЕДИНИЦУ ДЛИНЫ ВОЗДУХОВОДА

56. ПОСТРОЕНИЕ И ПРИМЕНЕНИЕ ТАБЛИЦ И НОМОГРАММ ДЛЯ РАСЧЕТА СЕТЕЙ МЕТОДОМ ПОТЕРЬ ДАВЛЕНИЯ НА ЕДИНИЦУ ДЛИНЫ ВОЗДУХОВОДА

Как известно, при значении λ (V-21), которое было принято нами в качестве основного для расчетов вентиляционных сетей, потери давления на единицу абсолютной длины воздуховода

$$R=0{,}00133\frac{v^{1,75}}{D^{1,25}}\ кГ/м^2 \text{ на } 1\ м \text{ длины.} \qquad (V\text{-}62)$$

Для определения величины R в расчетной практике распространены различные таблицы, отличающиеся одна от другой:

— значением величины λ, положенной в основу при составлении таблицы;

— построением таблиц, т. е. взаиморасположением величин v, D, R, а иногда $H_д$ и F;

— пределами, а также интервалами значений исходных величин (v и D).

Ниже приводятся схемы построения таблиц для расчета вентиляционных сетей по методу потерь давления на единицу абсолютной длины воздуховодов.

Схема построения таблиц в руководствах Чаплина и других авторов книг по вопросам отопления и вентиляции

R $кГ/м^2$ на 1 $м$ длины	D мм				
	100	110	120	130	
0,45	0,042	0,054	0,068	0,084	$=Q_с$ $м^3/сек$
	5,0	6,0	6,0	6,0	$=v$ $м/сек$
0,55	0,046	0,060	0,075	0,094	$=Q_с$ $м^3/сек$
	6,0	6,0	7,0	7,0	$=v$ $м/сек$

Схема построения таблиц советских проектирующих организаций

$H_д$ кГ/м²	v м/сек	D мм			
		100	115	130	
1,53	5,0	141	187	239	$=Q_ч$ м³/час
		0,397	0,333	0,286	$=R$ кГ/м²м
2,20	6,0	170	224	287	$=Q_ч$ м³/час
		0,546	0,458	0,393	$=R$ кГ/м²м

Из сравнения их видно, что таблицы с двумя входами от исходных величин v и D, применяемые советскими проектирующими организациями, гораздо удобнее, чем устаревшая таблица с входами от R и D.

Хорошие таблицы для R разработаны Промстройпроектом (1939 г., серия 305/32). Эти таблицы Промзернопроект переработал и дополнил расчетными величинами для промежуточных диаметров и скоростей воздуха до 25 *м/сек* (1947 г.). В настоящее время они являются лучшими таблицами для расчета сетей по методу потерь давления на единицу длины [1].

Таблицы R дают решение разнообразных задач, например: определение D по заданным Q и v; определение R по заданным Q и v; определение D и v по заданным R и Q, что требуется при подборе диаметров ответвлений по этому методу.

Однако даже лучшие таблицы имеют существенные недостатки; основные заключаются в громоздкости таблиц и необходимости интерполяций, отнимающих время. Считая номографические приемы расчета вентиляционных сетей более удобными, приводим вместо таблиц построенную нами номограмму Q—v—D—R (рис. 185), представляющую собой номограмму Q—v—D—λ (см. рис. 174), дополненную шкалой R, расположенной между шкалами v и D. Эта номограмма пригодна также и для расчета вентиляционных сетей методом полных давлений.

57. РАСЧЕТ СОПРОТИВЛЕНИЯ ВЕНТИЛЯЦИОННОЙ СЕТИ

Как указывалось, сопротивление каждого участка вентиляционной сети выражают через R в следующем виде:

$$H_{пт}=Rl+\frac{\rho v^2}{2}\sum\zeta=Rl+Z \text{ кГ/м}^2. \qquad \text{(V-63)}$$

Сопротивление вентиляционной сети в целом выражается суммой сопротивлений отдельных ее участков, расположенных по магистральному направлению. Эти положения определяют порядок расчета вентиляционных сетей по методу потерь на единицу абсолютной длины, наглядно показанный в табл. 12 на примере расчета сети (см. рис. 170), которая ранее была рассчитана методом полных давлений.

В табл. 12 приведены данные о ходе расчета сопротивления вентиляционной сети рассматриваемым методом. При расчете этим методом обычно задаются одной и той же скоростью по всем участкам магистрального направления; такое допущение значительно упрощает расчет, но, конечно, неточно и допустимо только для коротких малоразветвленных вентиляционных сетей.

Для длинных разветвленных сетей полезно пользоваться понятием о коэффициенте увеличения скорости воздуха по магистрали (глава XIII); при этом упрощенный расчетный бланк (см. табл. 12) должен быть дополнен графами для v и $H_д$ (табл. 13).

[1] В сокращенном виде таблицы Промзернопроекта можно найти в специальной литературе (57).

При расчете сети графы 5 и 6 (R и D) следует заполнять одновременно по всем участкам, не откладывая однажды взятой номограммы в сторону и переходя после этого к вычислениям при помощи линейки; такое разделение вычислительных операций существенно экономит время при расчете больших сетей.

Определив расчетные диаметры, их следует округлить до ближайших стандартных, как это показано в заключении к расчетному бланку.

Однако такое округление, производимое после выполнения расчета, неизбежно вызывает изменение величины потерь давления к концу каждого участка, что может отразиться на величине диаметров ответвлений, а также обусловить некоторые неточности в величине требующегося давления вентилятора.

Во избежание этих неточностей можно вести расчет по магистрали с предварительным учетом стандарта диаметров воздуховодов, как это показано на примере той же сети в табл. 13.

Сопоставление результатов расчетов, изложенных в табл. 12 и 13, показывает, что в данном случае необходимое давление вентилятора, найденное обоими способами, разнится незначительно и несущественно для практики. Однако из этого не следует делать общий вывод для всех случаев и предпочтительно вести расчет по бланку табл. 13, т. е. с предварительным учетом стандарта диаметров и коэффициента увеличения скорости воздуха по магистрали.

58. ПОДБОР ДИАМЕТРОВ ОТВЕТВЛЕНИЙ МАГИСТРАЛИ

Зная величину потерь давления к концу каждого участка магистрали, можно из условия равенства давлений для ответвления и магистрали в сечении, общем для них, определить величины диаметров ответвлений.

Диаметры ответвлений по этому методу определяют следующим образом:

1. Исходя из величины скорости движения воздуха, несколько превышающей ту, которая была взята для магистрали, и суммы коэффициентов местных сопротивлений для каждого ответвления, определяют величину потерь давления, вызываемых фасонными деталями ($H_д\sum\zeta$) и аспирируемым оборудованием ($H_м$).

2. Эту величину отнимают от величины давления, действующего в сечении, общем для ответвления и магистрали (см. гр. 12, табл. 13). Остаток указывает величину давления, которая должна быть израсходована для покрытия потерь на трение в трубе, т. е. Rl.

3. Остаток делят на известную величину длины ответвления l и находят искомую величину потерь давления R на каждый метр длины воздуховода.

4. По заданному расходу воздуха Q и найденной таким образом величине R находят, пользуясь таблицами или номограммой Q—v—D—R, значения диаметра ответвления и скорости воздуха в нем.

Применение этого способа подбора диаметров ответвления, уточненного нами последовательным приближением к необходимой величине $D_{отв}$, показано на примере расчета уже рассматривавшейся сети (табл. 14).

Верхнюю строку расчетного бланка, представляющую собой первое приближение к искомой величине диаметра ответвления, заполняют в соответствии с исходными данными задания (Q, $H_м$, l), сводки местных сопротивлений ($\sum\zeta$) и результатами расчета магистрали (располагаемое давление, указанное в гр. 6 табл. 14 переносится в первую строку из гр. 12 табл. 13).

Задаваясь ориентировочной скоростью движения воздуха ($v_{ор}$ в гр. 7), соответствующей принятой ранее при расчете магистрали величине $c_1=\frac{v_б}{v_п}=1{,}2$, находим величину R и соответствующий ей при заданном Q диаметр ответвления, который в первом приближении оказывается равным $D'_4=241$ *мм*.

Вопрос о том, является ли достаточно точным это приближение, решается определением скорости движения воздуха (v в гр. 14), соответствующей заданному Q и диаметру ответвления, найденному в первом приближении $D'_п$: если v отличается от $v_{ор}$ не более чем на $\pm 5\%$, то приближение можно считать достаточным.

Таблица 14

Подбор диаметров ответвлений магистрали при расчете вентиляционной сети методом потерь давления на единицу длины

Номера участков ответвлений и наименование присоединенного к ним оборудования	По заданию				Располагаемое давление $H_{о.кп}$ кГ/м²	Ориентировочно		$H_д \cdot \Sigma\zeta$ кГ/м²	$H_д \cdot \Sigma\zeta + H_м$ кГ/м²	Rl кГ/м²	R кГ/м² на 1 м	D мм	v м/сек	Примечание
	Q м³/час	$H_м$ кГ/м²	$\Sigma\zeta$	l м		$v_{ор}$ м/сек	$H_д$ кГ/м²							
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Участок 4_1 с аспирационной колонкой	1500	26,0	0,73	8,4	35,90	12,0	8,7	6,35	32,35	3,55	0,423	241	9,2	1-е приближение $c_1=1,20$ $v=0,77\ v_{ор}$
	1500	26,0	0,63	8,4	36,50*	11,0	7,3	4,60	30,40	6,10	0,726	211	12,1	2-е приближение $c_2=1,10$ $v=1,10\ v_{ор}$
	1500	26,0	0,68**	8,4	36,20	11,5	8,0	5,44	31,44	4,76	0,566	221 / 220	10,9	3-е приближение $c_3=1,15$ $v=0,95\ v_{ор}$

* Величина располагаемого давления должна быть изменена с 35,90 на 36,50 в связи с уменьшением $c=\frac{v_б}{v_п}$ до 1,1, что увеличивает $\Sigma\zeta_1$ с 0,50 до 0,59, т. е. на 0,09 (см. табл. 12); поэтому $H_{о.к_1}$ увеличится на $0,09 \cdot 6,7 = 0,60$ кГ/м², где $6,7 = H_д$ в участке *1* (см табл. 13); таким образом, во 2-м приближении $H_{о.к_1} = 35,90 + 0,60 = 36,50$ кГ/м².

** Для нужного нам 3-го приближения при $c_3=\frac{c_1+c_2}{2}$ можно принять $\Sigma\zeta_1=\frac{0,73+0,63}{2}=0,68$ и $H_{о.к_1}=\frac{35,9+36,5}{2}=36,2$ кГ/м²; благодаря таким узким пределам изменения c (на 0,05) представляется возможным избежать затраты времени на внесение новых приближений в таблицу ζ и связанные с этим вычисления.

В рассматриваемом примере расчета первое приближение ($D'_4 = 241$ *мм*) определило $v=0{,}77\ v_{op}$, т. е. невязку, составляющую 23%, что указывает на необходимость второго приближения с уменьшенной v.

Принимая в качестве второго приближения $c_2=1{,}10$ и соответствующие этому величины $\sum\zeta$ из сводки коэффициентов местных сопротивлений, получаем $D''_4 = 211$ *мм* и $v=1{,}10\ v_{op}$, т. е. невязку около +10%, что вызывает необходимость третьего приближения.

Учитывая отрицательный и положительный знаки невязок, в качестве третьего приближения примем c_3 — среднее между c_1 и c_2, т. е. $c_3=1{,}15$. Чтобы не затрачивать времени на определение новой $\sum\zeta$ и новой величины располагаемого давления, можно при такой небольшой разности значений c ($\Delta c=0{,}05$) взять эти величины как средние арифметические между значениями их в первом и втором приближениях. В результате получаем $D'''=221$ *мм* и $v=0{,}95\ v_{op}$, вследствие чего приближение это можно считать достаточным.

Округляем найденное значение для $D_4=220$ *мм*, которое, как и в приведенных ранее примерах, принимаем окончательным для заказа на изготовление данного воздуховода.

РАЗДЕЛ ШЕСТОЙ

ВЕНТИЛЯТОРЫ

ГЛАВА XV

ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ О РАБОТЕ ВЕНТИЛЯТОРОВ

59. ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ И ОСЕВЫЕ ВЕНТИЛЯТОРЫ, ОБЛАСТИ ИХ ПРИМЕНЕНИЯ

Вентиляторами называются центробежные и осевые воздуходувные машины, перемещающие воздух или другие газы с повышением их полного давления не больше 1500 $кГ/м^2$.

Физическая сущность работы вентилятора состоит в увеличении количества механической энергии в перемещаемом им воздухе. Энергия каждого кубического метра воздуха характеризуется величиной его полного давления $\left(\frac{кГ\,м}{м^3} = \frac{кГ}{м^2}\right)$.

Воздуходувные машины, повышающие давление больше чем на 1500 $кГ/м^2$, называются турбовоздуходувками, ротационными воздуходувками и компрессорами. На элеваторах, мельницах, крупяных и комбикормовых заводах эти виды машин применяют для пневматического транспортирования, если это требует относительно высокого разрежения или давления (свыше 1500 $кГ/м^2$).

Вентиляторы — центробежные и осевые, как известно, широко применяют почти во всех отраслях промышленности. При малой разности давлений и относительно большой подаче воздуха, т. е. при большом соотношении между Q и $H_в$, целесообразнее применять осевые вентиляторы как более простые в конструктивном отношении и более экономичные. При малом отношении между Q и $H_в$, т. е. при относительно больших потерях давления при перемещении сравнительно малых объемов, применяют обычно центробежные вентиляторы [1]. На рассматриваемых предприятиях распространены главным образом центробежные вентиляторы.

Познакомимся с основными понятиями о работе вентиляторов, необходимыми для правильного подбора их к рассчитываемой сети. Более подробные данные об этих машинах можно получить из рекомендуемой специальной литературы (58÷65).

60. ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ВЕЛИЧИНА ДАВЛЕНИЯ, РАЗВИВАЕМОГО ЦЕНТРОБЕЖНЫМ ВЕНТИЛЯТОРОМ

Увеличение количества энергии в каждой единице объема воздуха, перемещаемого вентилятором, характеризуемое полным давлением вентилятора ($H_в$ $кГ/м^2$), вызывается лишь передачей энергии воздуху от приводимого в движение рабочего колеса вентилятора; в кожухе же

[1] Подробнее это изложено в данной главе (65) при рассмотрении понятия о быстроходности, или удельном числе оборотов, вентиляторов.

вентилятора неизбежны некоторые потери полного давления, развиваемого вращающимся рабочим колесом.

Рассмотрим процесс повышения давления воздуха вентилятором и определим теоретическое давление, развиваемое им при вращении рабочего колеса с угловой скоростью ω.

Принимая движение воздушного потока в межлопаточных каналах колеса установившимся, применим известную из теоретической механики теорему: изменение момента количества движения массы жидкости, протекающей в единицу времени, равно моменту приложенных извне сил, т. е. моменту на валу вентилятора.

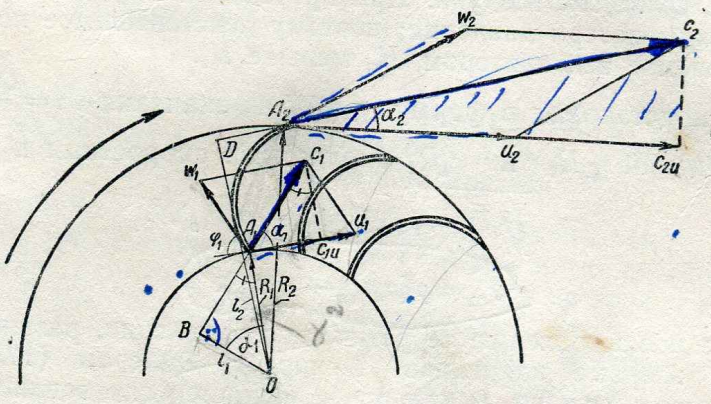


Рис. 186. Треугольники скоростей при входе в рабочее колесо и при выходе из него

Момент количества движения массы воздушного потока, протекающего в 1 сек. в межлопаточных каналах, равен mcl,

где m — масса воздуха, протекающего за 1 сек. в межлопаточных каналах;
c — абсолютная скорость движения частицы воздуха;
l — плечо скорости c.

Отнесем индекс 1 к входному сечению межлопаточного канала (рис. 186), а индекс 2 — к выходному сечению; тогда момент внешних сил M, равный изменению момента количества движения потока, можно выразить через

$$M = m(c_2 l_2 - c_1 l_1) = \rho Q_c (c_2 l_2 - c_1 l_1). \qquad \text{(XV-1)}$$

Абсолютные скорости c_2 и c_1 могут быть разложены на относительные w_2 и w_1 и переносные (они же окружные) u_2 и u_1. Тангенциальные составляющие абсолютных скоростей, т. е. проекции абсолютных скоростей c_2 и c_1 на окружные u_2 и u_1, обозначим соответственно через c_{2u} и c_{1u}:

$$c_{2u} = c_2 \cos \alpha_2 \quad \text{и} \quad c_{1u} = c_1 \cos \alpha_1.$$

В работах ЦАГИ эти скорости названы скоростями закручивания.

Из подобия треугольников OA_1B и $A_1c_{1u}c_1$, следует:

$$\frac{l_1}{R_1} = \frac{c_{1u}}{c_1}, \quad \text{или} \quad l_1 c_1 = R_1 c_{1u}. \qquad \text{(XV-2)}$$

Из подобия же треугольников OA_2D и $A_2c_{2u}c_2$ следует, что

$$\frac{l_2}{R_2} = \frac{c_{2u}}{c_2}, \quad \text{или} \quad l_2 c_2 = R_2 c_{2u}. \qquad \text{(XV-3)}$$

Подставляя найденные выражения (XV-2) и (XV-3) в уравнение (XV-1), получим:

$$M = \rho Q_c (R_2 c_{2u} - R_1 c_{1u}). \qquad \text{(XV-4)}$$

Так как произведение из момента M на валу вентилятора и угловой скорости ω вращения его представляет собой мощность ($M\omega = N_г$), которая сообщается колесом протекающему через него воздуху, то

$$N_г = M\omega = Q_c H_т \quad кГм/сек, \qquad \text{(XV-4а)}$$

где $N_г$ — мощность, называемая гидравлической, а $H_т$ — теоретическое давление, развиваемое рабочим колесом вентилятора, сообщаемое Q_c $м^3/сек$ воздуха. При протекании воздуха через вентилятор неизбежны потери давления; поэтому действительное полное давление, развиваемое вентилятором, $H_в$ меньше $H_т$.

После подстановки в формулу (XV-4) значения $M = \frac{Q_c H_т}{\omega}$ и замены произведений $\omega_2 R_2$ и $\omega_1 R_1$ окружными скоростями u_2 и u_1 получим:

$$H_т Q_c = \rho Q_c (u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}),$$

или

$$H_т = \rho (u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}). \qquad \text{(XV-5)}$$

Полученное выражение теоретического давления, развиваемого вентилятором, впервые найденное Леонардом Эйлером (1754 г.), носит название уравнения Эйлера и является справедливым для всех видов лопаточных машин (водяные и паровые турбины, центробежные насосы и другие подобные им машины).

Следует подчеркнуть, что $H_т$ является теоретической величиной полного давления вентилятора, полученной без учета потерь, неизбежно возникающих в кожухе вентилятора и самом рабочем колесе (потери на удар при входе струи на лопатки, потери на трение воздуха в каналах между лопатками и боковых поверхностей рабочего колеса о воздух, потери через зазор и ряд других потерь).

Согласно формуле (XV-5) теоретическое давление, развиваемое вентилятором при неизменной плотности воздуха и постоянном числе оборотов рабочего колеса, зависит от величин тангенциальных составляющих абсолютных скоростей на входе и выходе из колеса (c_{1u} и c_{2u}).

Величина c_{1u} может образоваться благодаря наличию во всасывающем воздуховоде направляющих аппаратов или других деталей, предварительно закручивающих поток в сторону вращения колеса.

При отсутствии предварительного закручивания потока при помощи специальных направляющих аппаратов, т. е. в подавляющем большинстве случаев фактических условий работы вентиляторов, величину c_{1u} можно принимать равной нулю[1]. Следовательно, величина теоретического давления, развиваемого вентилятором

$$H_т = \rho u_2 c_{2u}. \qquad \text{(XV-6)}$$

Рассматривая треугольники скоростей на входе и выходе потока из рабочего колеса вентилятора, находим:

$$w_1^2 = u_1^2 + c_1^2 - 2u_1 c_1 \cos\alpha_1 = u_1^2 + c_1^2 - 2u_1 c_{1u}; \qquad \text{(XV-7)}$$

$$w_2^2 = u_2^2 + c_2^2 - 2u_2 c_2 \cos\alpha_2 = u_2^2 + c_2^2 - 2u_2 c_{2u}. \qquad \text{(XV-8)}$$

[1] В некоторых случаях непосредственно перед колесом наблюдается некоторая подкрутка потока, вызванная вращением колеса. Однако, поскольку создание этого вращения требует приложения соответствующего момента к валу колеса вентилятора, то и в этом случае давление выражается формулой (XV-5) без второго члена, т. е. формулой (XV-6).

Подставляя из выражений (XV-7) и (XV-8) произведения u_1c_{1u} и u_2c_{2u} в формулу (XV-5), получим:

$$H_т = \frac{\rho}{2}(u_2^2 - u_1^2) + \frac{\rho}{2}(w_1^2 - w_2^2) + \frac{\rho}{2}(c_2^2 - c_1^2). \qquad \text{(XV-9)}$$

Таким образом, повышение полного давления в вентиляторе определяется действием центробежных сил $\left[\frac{\rho}{2}(u_2^2 - u_1^2)\right]$, уменьшением относительных скоростей $\left[\frac{\rho}{2}(w_1^2 - w_2^2)\right]$ и преобразованием их в давление, а также увеличением абсолютных скоростей, повышающих скоростное давление $\left[\frac{\rho}{2}(c_2^2 - c_1^2)\right]$.

61. ВИДЫ ЛОПАСТНЫХ КОЛЕС. КОЭФФИЦИЕНТЫ ЗАКРУЧИВАНИЯ, ДАВЛЕНИЯ И ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ К. П. Д. ДЛЯ ЛОПАТОК РАЗЛИЧНОЙ ФОРМЫ

Действительное давление $H_в$, развиваемое вентилятором, меньше $H_т$ на величину потерь. Эти потери носят название гидравлических потерь и слагаются из потерь на трение воздуха в межлопаточных каналах и в спиральном кожухе, потерь на вихреобразование, потерь на вход в колесо и выход из него, потерь в спиральном кожухе. Обозначим гидравлические потери в вентиляторе через $\sum \Delta H_{пот}$. Тогда действительное давление, развиваемое вентилятором, будет

$$H_в = H_т - \sum \Delta H_{пот},$$

а отношение действительного давления вентилятора к теоретическому будет представлять собой гидравлический коэффициент полезного действия

$$\eta_г = \frac{H_в}{H_т} = \frac{H_т - \sum \Delta H_{пот}}{H_т}. \qquad \text{(XV-10)}$$

Величина гидравлического к. п. д. в значительной мере зависит от положения выходной кромки лопаток и ее геометрического профиля; по этому признаку обычно различают следующие типы лопаток (рис. 187):

загнутые назад лопатки, прямые	$(\beta_2 > 90°;\ \beta_1 > \beta_2)$;
„ „ „ изогнутые	$(\beta_2 > 90°;\ \beta_1 \geqslant \beta_2)$;
радиальные лопатки, прямые	$(\beta_2 = \beta_1 = 90°)$;
„ „ изогнутые	$(\beta_2 = 90°;\ \beta_1 > \beta_2)$;
загнутые вперед лопатки	$(\beta_2 < 90°;\ \beta_1 > \beta_2)$.

Если отношение тангенциальной составляющей абсолютной скорости к окружной скорости назвать коэффициентом закручивания и обозначить через φ_2, т. е. принять $\varphi_2 = \frac{c_{2u}}{u_2}$, то из уравнений (XV-10 и 6) следует, что

$$H_в = \eta_г H_т = \eta_г \rho u_2 c_{2u} = \eta_г \rho u_2^2 \frac{c_{2u}}{u_2} = \eta_г \rho \varphi_2 u_2^2. \qquad \text{(XV-11)}$$

Обозначив произведение $\eta_г \varphi_2$ через $\bar{H}$, получим, что величина эта, называемая коэффициентом полного давления, равна

$$\bar{H} = \eta_г \varphi_2 = \frac{H_в}{\rho u_2^2}. \qquad \text{(XV-12)}$$

Коэффициенты закручивания и полного давления равны для различных типов лопаток по данным ЦАГИ следующим давлениям:

Наименование лопаток	β_2	Теоретические значения φ_2	Действительные значения φ_2	$\overline{H}$
Загнутые назад	$>90°$	<1	$0,50 \div 0,80$	$0,4 \div 0,7$
Радиальные	$90°$	1	$0,85 \div 0,95$	$0,6 \div 0,7$
Загнутые вперед	$<90°$	>1	$1,10 \div 1,35$	$0,8 \div 1,1$

Значения $\eta_г = \dfrac{\overline{H}}{\varphi_2}$, соответствующие данным таблицы, находятся обычно в пределах от 0,7 до 0,9.

Для колес, лопатки которых загнуты вперед, коэффициенты полного давления, как это видно из приведенных выше значений $\overline{H}$, наиболее высоки, т. е. при указанном типе лопаток достигается лучшее использо-

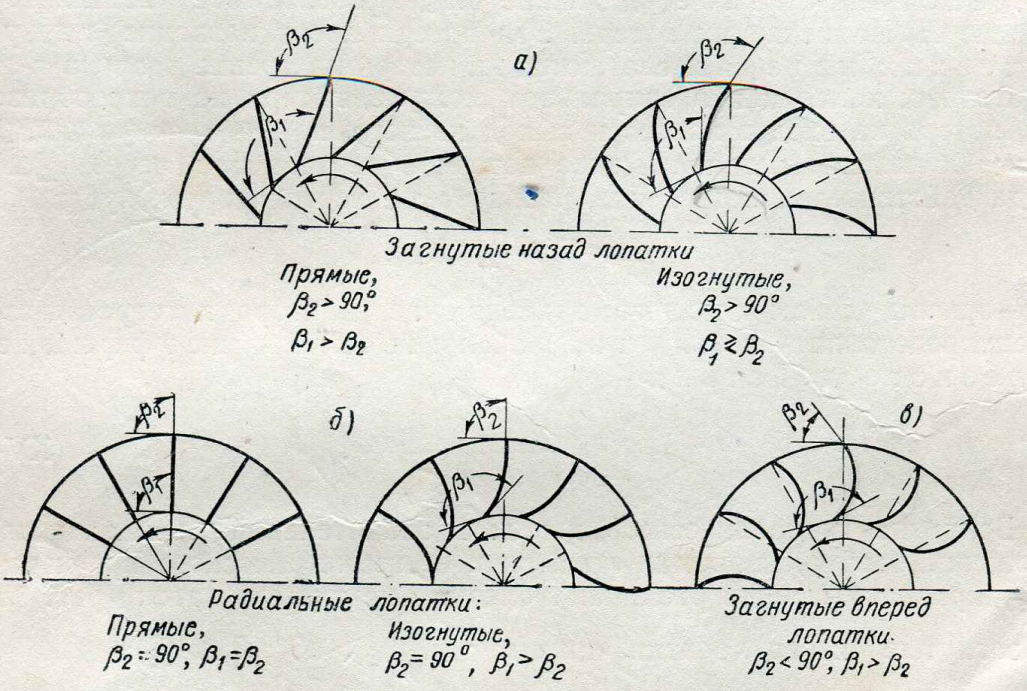


Рис. 187. Типы лопаток рабочих колес вентиляторов

вание окружных скоростей. Лопатки, загнутые вперед, требуют для развития одной и той же величины давления меньшей окружной скорости колеса по сравнению с другими типами лопаток и поэтому являются наиболее выгодными в смысле габаритных размеров колеса и машины в целом, а также благоприятными с точки зрения прочности колеса.

В связи с этим загнутые вперед лопатки наиболее часто применяют как в вентиляторах высокого давления, так и в вентиляторах низкого давления.

Однако в аэродинамическом отношении вентиляторы с лопатками, загнутыми вперед, уступают вентиляторам с лопатками, загнутыми назад. У первых и потери в межлопаточных каналах больше, и абсолютные скорости на выходе у колеса выше, что приводит к большим гидравлическим потерям, снижающим гидравлический к. п. д.

Вентиляторы с радиальными лопатками, занимая промежуточное положение между вентиляторами с лопатками, загнутыми вперед, и лопатками, загнутыми назад, удовлетворительны в аэродинамическом от-

ношении, обладают достаточно высокими коэффициентами полного давления, простотой конструкции и достаточной прочностью.

При любом типе лопаток для уменьшения потерь на удар при входе потока в колесо угол β_1 делают тупым в пределах 100÷155°.

62. МОЩНОСТЬ, ПОТРЕБНАЯ ДЛЯ ПРИВОДА ВЕНТИЛЯТОРОВ, ИХ ПОЛНЫЙ И СТАТИЧЕСКИЙ К. П. Д.

Величина теоретического давления $H_т$ *кГ/м²* представляет собой, как это уже излагалось, энергию, сообщаемую рабочим колесом вентилятора каждому кубическому метру воздуха. Следовательно, выраженная в *л. с.* гидравлическая мощность (см. выражение XV-4а), соответствующая теоретическому давлению, равна

$$N_г = \frac{Q_с H_т}{75} \text{ л. с.} \qquad \text{(XV-13)}$$

Но даже при полном отсутствии механических потерь в подшипниках (посадка рабочего колеса непосредственно на вал двигателя) фактическая мощность, потребная для привода вентилятора, больше гидравлической на величину расхода, вызываемого трением дисков рабочего колеса о воздух, возникновением вихревых зон, образующихся в кожухе вентилятора, циркуляцией воздуха через зазор между колесом и кожухом вентилятора; эту дополнительную мощность называют паразитной ($N_{тр}$).

Таким образом, фактическая мощность, потребная для привода вентилятора без учета механических потерь в подшипниках,

$$N = N_г + N_{тр} = \frac{N_г}{\eta_{тр}}, \qquad \text{(XV-14)}$$

где $\eta_{тр}$ — коэффициент гидравлического трения, учитывающий указанные выше потери и колеблющийся в пределах от 0,75 до 0,95.

Подставляя в формулу (XV-14) выражение (XV-13) и значение $H_т = \frac{H_в}{\eta_г}$, получим фактически потребную для привода вентилятора мощность, выраженную через действительное давление:

$$N = \frac{N_г}{\eta_{тр}} = \frac{Q_с H_в}{75\eta_{тр}\eta_г} = \frac{Q_с H_в}{75\eta_в} \text{ л. с.}, \qquad \text{(XV-15)}$$

где

$$\eta_в = \eta_{тр}\eta_г = \frac{Q_с H_в}{75N}, \qquad \text{(XV-16)}$$

представляет собой полный к. п. д. вентилятора без учета механических потерь.

При наличии у вентилятора подшипников фактическая мощность повышается на величину механических потерь мощности $N_{мех}$ и общая мощность с учетом их, которую обозначим через $N_{вм}$, может быть выражена как

$$N_{вм} = N_г + N_{тр} + N_{мех},$$

т. е. как сумма величин мощности гидравлической, паразитной и расходуемой на механические потери, или

$$N_{вм} = N + N_{мех} = \frac{N}{\eta_{мех}} = \frac{Q_с H_в}{75\eta_в\eta_{мех}} = \frac{Q_с H_в}{75\eta_{вм}} \text{ л. с.}, \qquad \text{(XV-17)}$$

где $\eta_{вм} = \eta_в \eta_{мех}$ является полным к. п. д. вентилятора с учетом механических потерь, заключающимся обычно в пределах 0,5÷0,8.

Величина потерь мощности на трение в подшипниках при условиях правильной сборки вентиляторов и нормальной работы подшипников составляет при подшипниках скольжения около 2%, а при шарикоподшипниках — около 1% от величины гидравлической энергии. Эти величины не учитывают, однако, затрат энергии на передаточные устройства. Если имеются плоско-клиноременная или какие-либо другие передачи, то величина энергии, затрачиваемой на покрытие механических потерь, соответственно возрастает.

Кроме полного к. п. д. иногда применяют величину статического к. п. д. вентилятора, связанную с понятием статического давления, развиваемого вентилятором, которое представляет разность между полным давлением его ($H_в$) и динамическим давлением, соответствующим средней скорости выхода воздуха из вентилятора, т. е.

$$H_{ст.в} = H_в - H_{д.вых}.$$

Величина статического к. п. д. вентилятора

$$\eta_{ст} = \frac{Q_с H_{ст.в}}{75N}. \qquad \text{(XV-18)}$$

Сравнивая $\eta_{ст}$ и $\eta_в$ (XV-16), мы видим, что статический к. п. д. вентилятора всегда меньше полного, так как $H_{ст.в} < H_в$. Величина $\eta_{ст}$ может быть дана с учетом механических потерь и без учета их (аналогично $\eta_в$ и $\eta_{вм}$). Следует отметить, что хотя величина $\eta_{ст}$ не может полностью характеризовать степень совершенства вентилятора в аэродинамическом отношении, тем не менее эта величина представляет известный интерес, поскольку при одинаковых величинах $\eta_в$ с повышением $\eta_{ст}$ уменьшаются потери давления в присоединяемых к вентилятору начальных участках воздуховодов.

63. ВЛИЯНИЕ КОНЦЕНТРАЦИИ ПЫЛЕВОЗДУШНЫХ СМЕСЕЙ НА РАБОТУ ВЕНТИЛЯТОРОВ

Приведенные выражения потребной мощности относятся к случаю перемещения вентилятором чистого воздуха. При использовании вентилятора для перемещения воздуха, запыленного или транспортирующего сыпучие материалы, возникают дополнительные затраты энергии, вызываемые добавлением к массе перемещаемого воздуха массы частиц, взвешенных в нем.

В случаях перемещения пылевоздушной смеси только по воздуховодам, например по всасывающей или нагнетающей сети, потери давления в сети, вызываемые перемещением смеси воздуха и материала, могут быть выражены, как следует из формулы V-22

$$H^м_{пт} = H_{пт}(1 + 1{,}4s).$$

В этом случае мощность, потребная для привода вентилятора, равна

$$N^м = \frac{H^м_{пт} Q_с}{75\eta_{вм}} = \frac{H_{пт} Q_с}{75\eta_{вм}}(1 + 1{,}4s) = (1 + ks)N. \qquad \text{(XV-19)}$$

При перемещении смеси воздуха и материала через вентилятор, как показали опыты в ЦАГИ (65), величина мощности, расходуемой вентилятором, увеличивается в результате воздействия лопастей рабочего колеса на частицы материала. Перемещение частиц материала в смеси с воздухом не увеличивает давления, развиваемого вентилятором, как это можно было бы предполагать на основании выражения (XV-6), а наоборот, в некоторых типах вентиляторов давление, развиваемое вентилятором, даже уменьшается; в вентиляторах с малым числом лопастей (6—8)

это не сказывается на изменении давления. Поэтому, если количество и давление воздуха в перемещаемой смеси равны соответственно количеству и давлению чистого воздуха, то

$$N^{м} = N(1 + ks) \qquad \text{(XV-19)}$$

и

$$\eta_{м} = \eta : (1 + ks), \qquad \text{(XV-20)}$$

где N и η — мощность и к. п. д. вентилятора на чистом воздухе;
k — опытный коэффициент, величина которого зависит от типа колеса, близкий к единице ($k \approx 1$) для центробежных вентиляторов с малым числом лопастей, называемых пылевыми[1].

Так как кривая $Q—H_{в}$ при перемещении через его колесо пылевоздушной смеси практически не изменяется, а сопротивление сети возрастает, то подача воздуха при этом уменьшается.

Максимальные весовые концентрации пыли в мельничных и элеваторных воздуховодах не превышают обычно, как уже указывалось, $s = 0{,}01$. Поэтому вентиляторы для сетей, несущих запыленный воздух, следует подбирать точно так же, как и для чистого воздуха, и лишь при определении потребной мощности увеличивать расчетную мощность (XV-15) на $1 \div 2\%$ в зависимости от предполагаемой величины s.

Вентиляторы для сетей, несущих пылевоздушные смеси или транспортирующих смесь воздуха и материала при более высоких весовых концентрациях, следует подбирать по Q и $H^{м}_{пт}$ в соответствии с выражением (V-22), а $N^{м}$ — в соответствии с выражением (XV-19).

Подобранные таким образом вентиляторы необходимо обязательно проверять при пропуске чистого воздуха, так как может оказаться, что энергия, потребляемая вентилятором, при этом будет больше, чем при перемещении смеси воздуха и материала, вследствие увеличения подачи чистого воздуха.

Поэтому, если возможны случаи длительной работы вентилятора при подаче чистого воздуха, двигатель надо подбирать по величине $N > N^{м}$.

64. ЗАКОНЫ ПРОПОРЦИОНАЛЬНОСТИ В РАБОТЕ ВЕНТИЛЯТОРОВ

ЦАГИ рекомендует ряд характерных для вентиляторов безразмерных величин, получивших широкое распространение при оценке, подборе и расчете вентиляторов. Эти величины характеризуют работу всей практически применяемой серии геометрически подобных вентиляторов данного типа[2].

Первой и основной определяющей величиной этого рода является коэффициент производительности

$$\overline{Q} = \frac{Q_{с}}{\frac{\pi D_{2}^{2}}{4} u_{2}}, \qquad \text{(XV-21)}$$

где $D_{2} = 2R_{2}$ (см. рис. 186) — наружный диаметр колеса вентилятора.

[1] То обстоятельство, что $k \approx 1$ указывает на практически одинаковое воздействие лопастей колеса как на частицы воздуха, так и на частицы тонко раздробленного материала.

[2] Излагаемые ниже положения строго точны только при условии полного подобия, т. е. геометрического (подобие всех основных размеров вентиляторов, включая относительную шероховатость их внутренних поверхностей) и аэродинамического (постоянство величины Re). Однако, как показывает опыт, приводимыми выражениями уверенно можно пользоваться во всех случаях, за исключением сравнительно редко встречающихся случаев перехода от весьма малых моделей к машинам большой мощности или грубого нарушения постоянства относительной шероховатости.

Производительность вентилятора предопределяет всю кинематику потока в колесе и за ним, обусловливая величину развиваемого вентилятором давления, потери давления в нем, его коэффициент полезного действия и потребную мощность. Очевидно, что при $\overline{Q}=\text{const}$ величины w_2, прямо пропорциональные Q, изменяются прямо пропорционально u_2, т. е. треугольники скоростей на выходе из колеса при любом числе оборотов его остаются подобными (рис. 188); в связи с этим при $\overline{Q}=\text{const}$ величины $\eta_г$ также неизменны.

Постоянство кинематических соотношений определяет постоянство режима работы вентилятора, выражающееся в частности постоянством $\eta_г$; поэтому под постоянным режимом работы вентилятора понимают условия, характеризуемые $\overline{Q}=\text{const}$ или для каждого отдельного вентилятора, т. е. при $D_2=\text{const}$, значением $\frac{Q}{n}=\text{const}$.

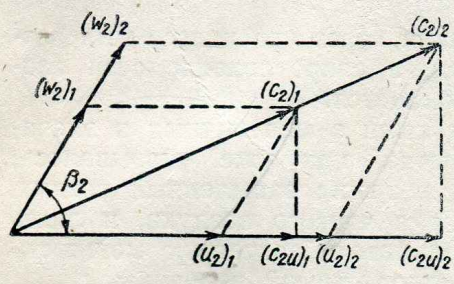


Рис. 188. Треугольники скоростей на выходе из рабочего колеса при изменении числа оборотов, но при сохранении режима работы $\left(\frac{Q}{n}=\text{const}\right)$

Второй такой характеризующей величиной является коэффициент полного давления, равный, как известно,

$$\overline{H}=\frac{H_в}{\rho u_2^2}. \qquad \text{(XV-12)}$$

Третьей величиной, соответствующей $\overline{Q}$ и $\overline{H}$, может быть коэффициент мощности

$$\overline{N}=\overline{Q}\overline{H}=\frac{75N}{\frac{\pi D_2^2}{4}\rho u_2^3}. \qquad \text{(XV-22)}$$

Таким образом, под постоянством режима работы серии геометрически подобных вентиляторов следует понимать постоянство коэффициента $\overline{Q}$ и соответствующее ему постоянство коэффициентов $\overline{H}$ и $\overline{N}$.

В частном случае под постоянством режима работы какого-либо одного вентилятора ($D_2=\text{const}$) следует понимать

$$\overline{Q}=\frac{Q_с}{\frac{\pi D_2^2}{4}u_2}=\frac{240}{\pi^2 D_2^3}\frac{Q_с}{n}=\text{const},$$

или, так как первый сомножитель — постоянная величина, то

$$\frac{Q}{n}=\text{const}, \text{ т. е. } \frac{Q_1}{n_1}=\frac{Q_2}{n_2} \text{ и } \frac{Q_1}{Q_2}=\frac{n_1}{n_2}=i_n. \qquad \text{(XV-23)}$$

Следовательно, постоянство режима работы вентилятора характеризуется подачей, изменяющейся прямо пропорционально изменению числа оборотов колеса (первой степени отношения чисел оборотов).

Если режим работы вентилятора постоянен ($\overline{Q}=\text{const}$ или для одного вентилятора $\frac{Q}{n}=\text{const}$), то и $\overline{H}=\text{const}$, т. е. для одного вентилятора при $\rho=\text{const}$ с изменением числа оборотов

$$\frac{H_{в_1}}{H_{в_2}}=\frac{\rho(u_2)_1^2}{\rho(u_2)_2^2}=\left[\frac{(u_2)_1}{(u_2)_2}\right]^2=\left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2=i_n^2. \qquad \text{(XV-24)}$$

Таким образом, при постоянном режиме работы развиваемое вентилятором давление изменяется прямо пропорционально квадрату изменения числа оборотов его.

Так как при $\overline{Q}=\text{const}$ величина $\eta_г=\text{const}$, то с практически достаточной степенью точности можно считать, что и $\eta_в=\text{const}$, как это подтверждается испытаниями вентиляторов при различных числах оборотов. Значит, при $\overline{Q}=\text{const}$

$$\frac{N_1}{N_2}=\frac{Q_1 H_{в_1}:\eta_{в_1}}{Q_2 H_{в_2}:\eta_{в_2}}=\frac{Q_1}{Q_2}\frac{H_{в_1}}{H_{в_2}}=\frac{n_1}{n_2}\left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2=\left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3=i_n^3, \qquad \text{(XV-25)}$$

т. е. при постоянном режиме работы потребная для привода вентилятора мощность пропорциональна кубу изменения числа оборотов его.

Необходимо помнить, что изменение числа оборотов вентилятора чрезвычайно активно влияет на мощность, потребную для его привода; например, при увеличении числа оборотов вдвое потребная мощность возрастает в 8 раз, в то время как подача повышается только в 2 раза, а давление — в четыре.

Совокупность уравнений (XV-23, 24 и 25) называется *законами пропорциональности* в работе вентилятора; уравнения эти написаны для одного вентилятора или двух вентиляторов одинаковых размеров и относятся к строго постоянному режиму работы их, т. е. к условиям $D_2=\text{const}$ и $\overline{Q}=\text{const}$.

Следует подчеркнуть, что при изменении числа оборотов вентилятора режим его автоматически сохраняется постоянным только при чисто квадратичном сопротивлении сети, т. е. если давление, потребное для преодоления сопротивлений сети, изменяется прямо пропорционально квадрату изменения подачи; это следует из уравнений (XV-23 и 24):

$$\frac{H_{в_1}}{H_{в_2}}=\left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2=\left(\frac{Q_1}{Q_2}\right)^2, \text{ или } H_{в_2}=H_{в_1}\left(\frac{Q_2}{Q_1}\right)^2.$$

Следовательно, точки постоянных режимов работы вентилятора при переменном числе оборотов лежат в системе координат Q—$H_в$ на квадратичной параболе.

Из сказанного вытекает, что законы пропорциональности (XV-23, 24 и 25), практически применимые для расчета Q, $H_в$ и N при любом числе оборотов данного вентилятора, вне зависимости от сети, в которой он работает или будет работать, автоматически сохраняются с изменением числа оборотов только при работе вентилятора в сети с чисто квадратичными сопротивлениями, т. е. в такой сети, графическая характеристика которой в системе координат Q—H выражается квадратичной параболой ($H=KQ^2$).

Законы пропорциональности в применении к геометрически подобным вентиляторам различных размеров [$(D_2)_1$ и $(D_2)_2$] могут быть написаны и при условии постоянства числа оборотов ($n=\text{const}$) и при условии постоянства окружной скорости колеса ($u_2=\text{const}$), принимая в обоих случаях $\rho=\text{const}$.

При $n=\text{const}$ для двух геометрически подобных вентиляторов, учитывая подобие треугольников скоростей на выходе ($\overline{Q}=\text{const}$),

$$\frac{(u_2)_1}{(u_2)_2}=\frac{(D_2)_1}{(D_2)_2}=\frac{(w_3)_1}{(w_2)_2}=i_D.$$

Перемещаемые вентилятором объемы пропорциональны произведениям площадей сечения колес F_2 на относительные скорости w_2, т. е.

$$\frac{Q_1}{Q_2}=\frac{(F_2)_1}{(F_2)_2}\frac{(w_2)_1}{(w_2)_2}=\frac{(D_2)_1^2}{(D_2)_2^2}\frac{(D_2)_1}{(D_2)_2}=\frac{(D_2)_1^3}{(D_2)_2^3}=i_D^3; \qquad \text{(XV-26)}$$

$$\frac{H_{в_1}}{H_{в_2}}=\frac{(u_2)_1^2}{(u_2)_2^2}=\frac{(D_2)_1^2}{(D_2)_2^2}=i_D^2; \qquad \text{(XV-27)}$$

$$\frac{N_1}{N_2}=\frac{Q_1 H_{в_1}}{Q_2 H_{в_2}}=i_D^3 i_D^2=i_D^5=\frac{(D_2)_1^5}{(D_2)_2^5}. \qquad \text{(XV-28)}$$

Следовательно, при постоянном режиме работы и $n=\text{const}$ два геометрически подобных вентилятора развивают давления, пропорциональные квадрату отношения линейных размеров их, и перемещают объемы, пропорциональные кубу этого отношения, потребляя мощность, пропорциональную пятой степени того же отношения.

Практически, геометрически подобные вентиляторы, т. е. вентиляторы одной и той же серии, применяют в сравнительно узком диапазоне скоростей колеса, ограниченном одной и той же максимальной величиной u_2, определяемой соображениями о прочности колеса. Поэтому большой практический интерес представляют формулы для пересчета при условии $u_2=\text{const}$.

Как легко доказать, для этого случая

$$\frac{Q_1}{Q_2}=\frac{(F_2)_1}{(F_2)_2}=\frac{(D_2)_1^2}{(D_2)_2^2}=\frac{N_1}{N_2} \quad \text{и} \quad \frac{H_{в_1}}{H_{в_2}}=1, \quad \text{или} \quad H_в=\text{const}, \qquad \text{(XV-29)}$$

т. е. при постоянном режиме работы и $u_2=\text{const}$ два геометрически подобных вентилятора перемещают объемы и потребляют мощность, прямо пропорциональные квадрату отношения линейных размеров, развивая при этом вполне одинаковое давление.

При одновременном изменении n и D_2 подобных вентиляторов

$$\frac{Q_1}{Q_2}=i_n i_D^3=\frac{n_1}{n_2}\frac{(D_2)_1^3}{(D_2)_2^3}, \text{ как это следует из (XV-23, 26)} \qquad \text{(XV-30)}$$

$$\frac{H_{в_1}}{H_{в_2}}=i_n^2 i_D^2=\frac{n_1^2}{n_2^2}\frac{(D_2)_1^2}{(D_2)_2^2}, \text{ как это следует из (XV-24, 27)} \qquad \text{(XV-31)}$$

$$\frac{N_1}{N_2}=i_n^3 i_D^5=\frac{n_1^3}{n_2^3}\frac{(D_2)_1^5}{(D_2)_2^5}, \text{ как это следует из (XV-25, 28)} \qquad \text{(XV-32)}$$

Подчеркнем, что в выражениях (XV-26÷32) отношения внешних диаметров колес могут быть заменены отношением любых других линейных размеров геометрически подобных вентиляторов.

Выражения (XV-26÷32), называемые формулами пересчета и практически применяемые при расчете серии вентиляторов по данным испытания одной модели ее, написаны при условии $\rho=\text{const}$. При изменении ρ объемная производительность вентилятора не изменяется ($Q_1=Q_2$), а давление и, следовательно, мощность, как это ясно из формулы (XV-6) или (XV-11), изменяются прямо пропорционально величине ρ. Таким образом, формулы пересчета по плотности исключительно просты:

$$\frac{Q_1}{Q_2}=1; \quad \frac{H_{в_1}}{H_{в_2}}=\frac{N_1}{N_2}=\frac{\rho_1}{\rho_2}. \qquad \text{(XV-33)}$$

Кроме коэффициентов $\overline{Q}$, $\overline{H}$ и $\overline{N}$, важнейшей величиной, характеризующей вентилятор, является удельное число оборотов его ($n_у$), или быстроходность[1]. Величиной быстроходности называют число оборотов в минуту такого вентилятора данного типа, который при наивыгоднейшем режиме работы ($\eta_в=\text{макс}$) перемещает 1 $м^3/сек$ стандартного воздуха, развивая разность полных давлений $H_в=1$ $кГ/м^2$. По

[1] Понятие о быстроходности для вентиляторов было впервые введено проф. В. И. Поликовским. Выражение $n_у$ (XV-34) предложил в ЦАГИ А. Г. Бычков.

аналогии с величиной n_y для других лопаточных нагнетателей и турбин, в настоящее время принято считать для вентиляторов

$$n_y = \frac{Q_c^{0,5}}{H_в^{0,75}} n, \qquad \text{(XV-34)}$$

где n — число оборотов в минуту рабочего колеса вентилятора.

Удельное число оборотов вполне определенно характеризует тип вентилятора, т. е. соотношение между подачей и развиваемым давлением; чем больше отношение между ними, т. е. чем больше подача по отношению к давлению, тем более быстроходным является вентилятор. Следовательно, тихоходные вентиляторы, перемещая небольшие объемы воздуха, развивают относительно высокие давления.

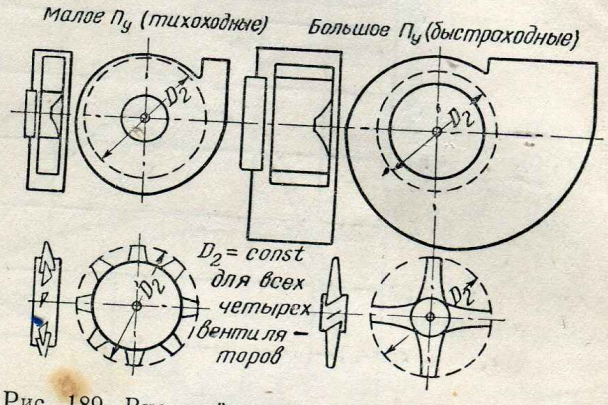


Рис. 189. Внешний вид вентиляторов с малым и большим удельными числами оборотов (тихоходных и быстроходных) при равных наружных диаметрах их колес

В соответствии с этим тихоходные вентиляторы имеют, как это показано на рис. 189, относительно малые проходные сечения (для центробежных — диаметр всасывающего и размеры выхлопного отверстий, ширина колеса, раскрытие спирали кожуха, а для осевых — радиальная длина лопаток, например); быстроходные отличаются большим диаметром всасывающего отверстия по отношению D_2 и большими относительными размерами других проходных сечений.

ГЛАВА XVI

РАБОТА ВЕНТИЛЯТОРОВ В СЕТИ, ИХ ТИПЫ И ОСНОВНЫЕ СЕРИИ

65. СПОСОБЫ ИСПЫТАНИЯ ВЕНТИЛЯТОРОВ С ЦЕЛЬЮ ПОСТРОЕНИЯ ИХ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Характеристика вентилятора (рис. 190) выражает зависимость между основным, определяющим параметром, каким является производительность его Q, и другими параметрами, а именно: $H_в$, $H_{ст}$, N, $\eta_в$ и $\eta_{ст}$.

Зависимость эта устанавливается пока, как правило, экспериментально путем испытания вентилятора, работающего с присоединенными к нему специальной камерой или воздуховодом, установленными на всасывающей либо нагнетающей линии.

Испытания производят только на одном, постоянном, числе оборотов (см. рис. 190); пользуясь законами пропорциональности (XV-23÷25), полученные результаты распространяют на весь допустимый для данного вентилятора по условиям прочности диапазон скоростей колеса (u_2).

Имея характеристику одного вентилятора геометрически подобной серии, можно рассчитать характеристику любого другого вентилятора данной серии, пользуясь известными формулами пересчета (XV-26÷33).

К всасывающему отверстию испытываемого вентилятора *1* присоединяют воздуховод с диаметром D, общей длиной 6,3 D и входным раструбом, угол раскрытия которого $\alpha \approx 60°$.

Перед всасывающим отверстием вентилятора установлена выпрямляющая решетка *2*, предупреждающая закручивание потока рабочим колесом на всем протяжении воздуховода, начиная от входа в него и до сечения *II*, в котором измеряют статическое давление.

Измерение статического давления в сечении *I* ($H_{ст.\,I}$) производят с целью определения величины перемещаемого объема воздуха Q, пользуясь для этого известным методом измерения средней скорости за входным раструбом (см. главу V, 16).

Объем воздуха, перемещаемого вентилятором, изменяют, пользуясь набором шайб *3* различного размера.

По статическому давлению, измеряемому в сечении *II* ($H_{ст.\,II}$), определяют статическое давление, развиваемое вентилятором ($H_{ст.в}$). Следует отметить, что $H_{ст.\,II}$ измеряют не у всасывающего отверстия вентилятора, а перед выпрямляющей решеткой; поэтому для получения величины статического давления у всасывающего отверстия ($H_{ст.вс}$) необходимо к величине $H_{ст.\,II}$ прибавить потери давления в выпрямляющей решетке, т. е. величину $\zeta_{вр}\,\frac{\rho v_т^2}{2}$, где коэффициент сопротивления решетки длиной 0,5 D и состоящей из девяти ячеек $\zeta_{вр} \approx 0{,}1$, а $v_т$ — скорость движения воздуха в трубе, найденная по $H_{ст.\,I}$; следовательно,

$$H_{ст.\,вс} = H_{ст.\,II} + \zeta_{вр}\,\frac{\rho v_т^2}{2}. \qquad \text{(XVI-1)}$$

В установке, изображенной на рис. 191, полное давление в плоскости нагнетающего отверстия $H_{о.\,н} = \frac{\rho c_{вых}^2}{2}$, где $c_{вых}$ — средняя скорость вывода воздуха в атмосферу; если площадь поперечного сечения выхлопного отверстия вентилятора обозначить через $F_{вых}$, то $c_{вых} = \frac{Q_с}{F_{вых}}$.

Полное давление, развиваемое вентилятором, равно, как известно (IV-21):

$$H_в = |H_{о.\,вс}| + |H_{о.\,н}| = |H_{о.\,вс}| + \frac{\rho c_{вых}^2}{2}. \qquad \text{(XVI-2)}$$

Статическое давление вентилятора $H_{ст.\,в}$ меньше полного на величину динамического в плоскости выхлопного отверстия, т. е.

$$H_{ст.\,в} = H_в - \frac{\rho c_{вых}^2}{2} = |H_{о.\,вс}| + \frac{\rho c_{вых}^2}{2} - \frac{\rho c_{вых}^2}{2} = |H_{о.\,вс}|, \qquad \text{(XVI-3)}$$

или $H_{ст.в}$ равен абсолютной величине полного давления в плоскости всасывающего отверстия.

В условиях рассматриваемой установки (см. рис. 191)

$$H_{ст.\,в} = |H_{о.\,вс}| = |H_{ст.\,вс}| - \frac{\rho v_т^2}{2}.$$

Подставляя в это выражение значение $H_{ст.вс}$ (XVI-1), получим

$$H_{ст.\,в} = H_{ст.\,II} + \zeta_{вр}\,\frac{\rho v_т^2}{2} - \frac{\rho v_т^2}{2} = H_{ст.\,II} - (1 - \zeta_{вр})\,\frac{\rho v_т^2}{2}, \qquad \text{(XVI-4)}$$

где имеется в виду абсолютное значение $H_{ст.\,II}$, измеряемого при помощи микроманометра в сечении *II*.

Полное давление, развиваемое вентилятором, в соответствии с выражениями (XVI-2, 3 и 4),

$$H_в = H_{ст.в} + \frac{\rho c^2_{вых}}{2} = H_{ст.II} - (1 - \zeta_{вр}) \frac{\rho v_т^2}{2} + \frac{\rho c^2_{вых}}{2} \qquad \text{(XVI-5)}$$

может быть найдено для любого значения Q, так как все величины, входящие в него, прямо или косвенно измеряются при проведении испытаний вентилятора.

Величины $H_{ст.в}$ и $H_в$ полезно представить себе в виде графика распределения давлений в установке, изображенной на рис. 191.

Результаты испытаний следует приводить к стандартному воздуху, пользуясь формулами пересчета по плотности (XV-33).

Испытываемый вентилятор приводят в движение электродвигателем, что позволяет измерять мощность, потребляемую вентилятором, электрическим путем либо механическим при помощи балансирного станка (5).

Подобно испытаниям на всасывание, возможно также испытание вентиляторов на нагнетание в трубах и камерах. Однако результаты испытаний в камерах нагнетающей линии менее достоверны, так как поток после вентилятора более неупорядочен, чем до вентилятора.

Кривая $Q—H_в$, полученная при испытании вентилятора в трубе на нагнетание, всегда ложится выше такой же кривой, полученной при испытании вентилятора в трубе на всасывание, что вызвано резко повышенной неравномерностью потока в нагнетающем воздуховоде.

Наиболее совершенным способом является испытание вентиляторов в камере на всасывание (5); в производственных условиях он обычно не применяется как требующий громоздкой установки.

66. ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСЛОВИЙ РАБОТЫ ВЕНТИЛЯТОРА В СЕТИ ПО СОВМЕЩЕНИЮ ИХ ХАРАКТЕРИСТИК

Характеристика вентиляционной сети представляет собой зависимость между величинами Q и $H_о$, возможными для данной сети, выражаемую обычно в виде кривой, изображенной на рис. 192 для трех различных сетей.

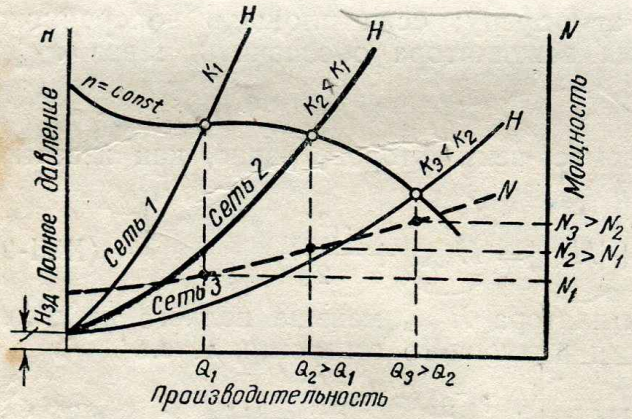


Рис. 192. Совмещение характеристик вентилятора и сети

В частном случае, когда сопротивление всей вентиляционной сети, включая потери в пылеотделителях, пропорционально квадрату скорости воздуха, или, что то же, квадрату расхода воздуха, характеристическая кривая может быть выражена уравнением

$$H_0 = \kappa Q^2, \qquad \text{(XVI-6)}$$

или графически такой же квадратичной параболой, как и геометрическое место точек постоянного режима работы вентилятора.

Величина k определяется размерами и формой воздуховодов сети. Для определения ее применяют описанные методы расчета вентиляционной сети $\left(k = \frac{H_0}{Q^2}\right)$. Такие сети называются сетями с чисто квадратичными сопротивлениями.

Если воздух из сети выводится наружу при поддержании в здании разрежения, не превышающего $H_{зд}$, то величина затрачиваемого в этом случае давления возрастет:

$$H_о = kQ^2 + H_{зд} = kQ^2 + k_{зд} Q^m_{зд}. \qquad \text{(XVI-7)}$$

Выражения (XVI-6 и 7) не применимы для вентиляционных установок, использующих, например, матерчатые фильтры, так как сопротивление их пропорционально объему воздуха в степени меньше двух (в степени n).

При наличии в сети таких неквадратичных сопротивлений наряду с чисто квадратичными, т. е. для сетей со смешанными сопротивлениями,

$$H_o = kQ^2 + B\left(\frac{Q}{F_т}\right)^n + H_{зд}. \qquad \text{(XVI-8)}$$

Пользуясь в зависимости от конкретных условий одним из приведенных выражений (XVI-6, 7, 8) и зная из расчетов Q и H_o, можно найти величину k и построить кривую характеристики данной сети в координатах $Q—H_o$.

Вопрос об общем объеме воздуха, который будет перемещать вентилятор в данной сети, решается вполне очевидным положением: полное давление, развиваемое вентилятором, должно быть целиком израсходовано на покрытие потери давления в сети. Из этого следует, что фактический объем воздуха, перемещаемый вентилятором в сети, и сопротивление ее определяются точкой пересечения характеристик вентилятора и сети, называемой обычно рабочей точкой обеих характеристик.

Следовательно, режим работы вентилятора в данной сети может быть определен путем совмещения характеристик вентилятора и сети, вычерченных в одном и том же масштабе для Q и H.

На рис. 192 приведены характеристики трех различных сетей при одной и той же величине $H_{зд}$. Из совмещения их с характеристикой одного и того же вентилятора ясно, что чем меньше сопротивление сети, т. е. чем меньше величина k, тем больше объем воздуха, перемещаемый данным вентилятором при постоянном числе оборотов. Следует обратить внимание на то, что с уменьшением сопротивления сети, т. е. с увеличением Q, мощность, потребная для привода вентилятора, существенно возрастает (см. рис. 192).

67. РАЗЛИЧНЫЕ ВИДЫ ПОСТРОЕНИЯ ТАБЛИЧНЫХ И ГРАФИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВЕНТИЛЯТОРОВ И ПРИМЕНЕНИЕ ИХ ДЛЯ ПОДБОРА ВЕНТИЛЯТОРОВ К СЕТИ

Все применяемые виды характеристик вентиляторов можно разделить на два типа:

— индивидуальные, каждая из которых характеризует работу только одной машины определенного размера;

— обезличенные размерные и безразмерные, характеризующие работу серии геометрически подобных вентиляторов.

Индивидуальные характеристики вентилятора. Такие характеристики могут быть даны для одного значения числа оборотов (см. рис. 190) либо для всего практически применяемого диапазона его (рис. 193).

Располагая данными испытаний вентилятора при $n=\text{const}$ (см. рис. 190), нетрудно построить характеристику его при любом другом числе оборотов, пользуясь известными законами пропорциональности (см. рис. 193).

Размерные характеристики для переменного числа оборотов наглядно показывают возможные варианты работы данного вентилятора, связывая между собой основные его параметры Q, $H_в$, $\eta_в$ и n, по которым подбирают вентилятор для работы в данной сети.

Недостатком размерных характеристик следует считать необходимость наличия отдельных характеристик для каждого номера вентилятора.

Серией вентиляторов называют группу машин, геометрические размеры проходных сечений которых подобны между собой, т. е.

Порядок пользования подобной характеристикой следующий:

— по необходимому $H_в$ и $\eta_{в=макс}$ находят предварительное значение $c'_{вых}$;

— по заданному Q определяют предварительную величину $F'_{вых} = \frac{Q}{c'_{вых}}$;

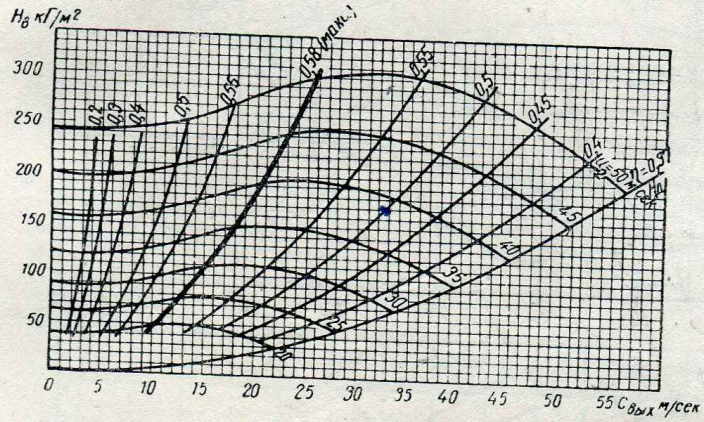
— по таблице выбирают ближайшую действительную $F_{вых}$;

— по ней находят действительную $c_{вых} = \frac{Q}{F_{вых}}$;

— по заданному $H_в$ и найденной $c_{вых}$ определяют, пользуясь характеристикой, величины u_2 и $\eta_в$;

— по u_2 и принятому D_2 определяют $n = \frac{60u_2}{\pi D_2}$ об/мин. и мощность, соответствующую найденному $\eta_в$.

Вместо кривых $u_2 = \text{const}$ можно нанести на обезличенную характеристику кривые $A = D_2 n = №$ вентилятора $\times\, n = \text{const}$. Так как номер вентилятора — число кратное D_2, характер кривых $A = \text{const}$ аналогичен кривым $u = \text{const}$.



№ вентилятора	D_2 в м	$F_{вых}$ в м²
2	0,22	0,026
3	0,33	0,058
4	0,44	0,102
5	0,55	0,16
6½	0,715	0,27
8	0,88	0,41
9½	1,045	0,578
11	1,21	0,775
12½	1,375	1,0
14	1,54	1,255
15½	1,705	1,54
17	1,87	1,85
18½	2,035	2,19
20	2,2	2,56

Рис. 194. Обезличенная размерная характеристика серии центробежных вентиляторов среднего давления, выпускавшейся до 1952 г.

Пример обезличенной характеристики в координатах $H_в$—$c_{вых}$ с нанесением кривых $A = \text{const}$ и $\eta = \text{const}$ приведен на рис. 195. Предложенный нами и принятый в учебной практике ОТИС способ построения серийных размерных характеристик, не требующий второго квадранта, расположенного внизу на рис. 195, применен в приложениях. Порядок использования этих характеристик мало отличается от порядка использования индивидуальных характеристик.

Обезличенные безразмерные характеристики. Выше было установлено, что при постоянном режиме работы вентилятора безразмерные коэффициенты производительности, полного давления и потребляемой энергии — величины постоянные.

Если по оси абсцисс откладывать величины $\bar{Q}$, а по оси ординат — величины $\bar{H}$, то кривые $\bar{Q}$—$\bar{H}$ для $\rho = \text{const}$ совпадут для всех номеров вентиляторов данной серии.

Для полноты характеристики наносят еще кривые $\bar{Q} - \bar{H}_{ст}$ $\bar{Q} - \bar{N}$, $\bar{Q} - \eta_в$ и $\bar{Q} - \eta_{ст}$, где $\bar{H}_{ст} = \frac{H_{ст.\,в}}{\rho u_2^2}$. Такая характеристика носит название типовой аэродинамической характеристики.

Обезличенная характеристика для серии центробежных пылевых вентиляторов ЦАГИ изображена на рис. 196. Подбор вентилятора по такой характеристике поясним примером.

Пример. Требуется подобрать вентилятор, перемещающий 5000 *м³/час* стандартного воздуха и развивающий полное давление, равное 100 *кГ/м²* при 1300 об/мин.

1. Для выбора серии прежде всего определяют быстроходность (XV-34):

$$n_y = \frac{Q_c^{0,5}}{H^{0,75}} \quad n = \frac{1{,}39^{0,5} \cdot 1300}{100^{0,75}} = \frac{1{,}18 \cdot 1300}{31{,}7} = 48.$$

Этой быстроходности, как можно видеть из проспектов, издаваемых организациями-изготовителями, соответствуют центробежные пылевые вентиляторы ЦАГИ.

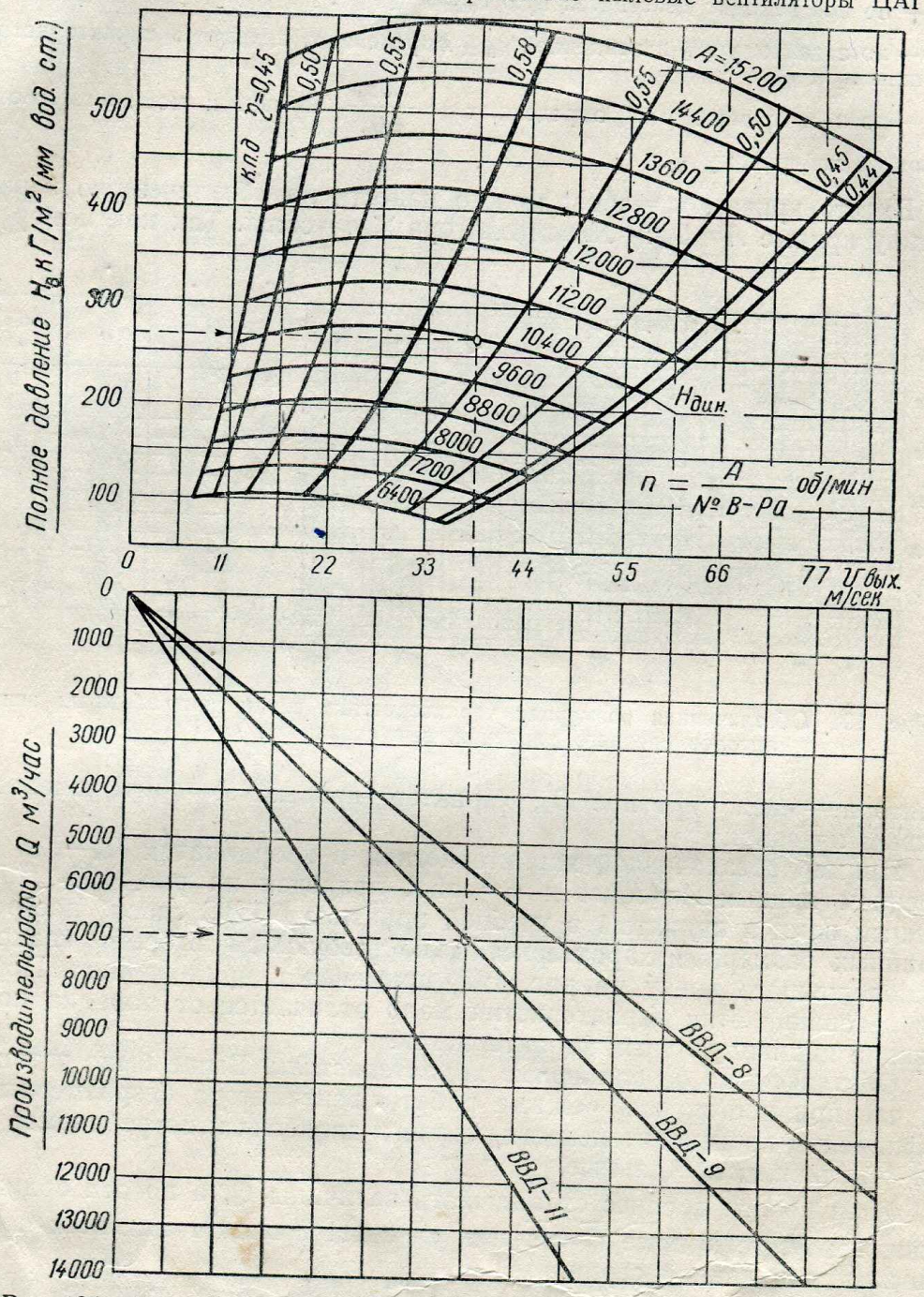


Рис. 195. Обезличенная размерная характеристика вентиляторов высокого давления серии ВВД (пример: Q=7000 *м³/час*, $H_в$=270 *кГ/м²*; найдено для № 9 — n=10 400 : 9=1160 об/мин., $\eta_в$=0,56)

2. Пользуясь характеристикой данной серии (см. рис. 196), по максимальному значению к. п. д. находят предварительную величину $\bar{H}$=0,65.

3. Из уравнения (XV-12) определяют окружную скорость рабочего колеса:

$$u_2 = \sqrt{\frac{H_в}{\rho \bar{H}}} = \sqrt{\frac{100}{0{,}122 \cdot 0{,}65}} = 35{,}5 \text{ м/сек}.$$

4. Тогда

$$D_2=\frac{60u_2}{\pi n}=\frac{60\cdot 35{,}5}{3{,}14\cdot 1300}=0{,}52\ м.$$

Найденный диаметр колеса можно оставить как окончательный, если необходимо изготовить один или несколько таких вентиляторов; в случае же подбора вентилятора из числа изготовляемых заводами, находят ближайший по D_2 номер, которым является вентилятор № 5 с диаметром рабочего колеса $D_2'=0{,}5$ *м*.

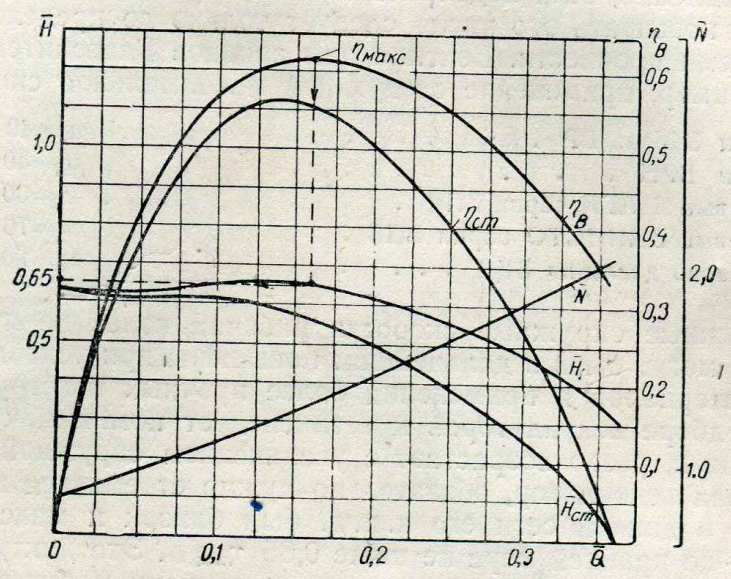


Рис. 196. Обезличенная безразмерная характеристика серии центробежных вентиляторов ЦАГИ

5. По $D_2'=0{,}5$ *м*, $u_2=35{,}5$ *м/сек* и уравнению (XV-21) вычисляют коэффициент производительности:

$$\bar{Q}=\frac{4Q_c}{\pi (D_2')^2 u_2}=\frac{4\cdot 1{,}39}{3{,}14\cdot 0{,}5^2\cdot 35{,}5}=0{,}200.$$

6. По характеристике находят $\bar{H}'=0{,}62$ и, в случае расхождения с $\bar{H}$, соответствующим максимальному к. п. д., определяют окончательную окружную скорость

$$u_2'=\sqrt{\frac{H}{\rho\bar{H}'}}=\sqrt{\frac{100}{0{,}122\cdot 0{,}62}}=36{,}3\ м/сек.$$

7. Тогда

$$\bar{Q}'=\frac{4Q_c}{\pi (D_2')^2 u_2'}=\frac{4\cdot 1{,}39}{3{,}14\cdot 0{,}50^2\cdot 36{,}3}=0{,}195,$$

что весьма близко к $\bar{Q}=0{,}200$.

8. Окончательное число оборотов:

$$n=\frac{60\cdot 36{,}3}{3{,}14\cdot 0{,}5}\cong 1400\ об/мин.$$

Сокращая количество кривых, необходимых для характеристики серии вентиляторов, безразмерные характеристики требуют, однако, ряда дополнительных расчетов при подборе вентиляторов.

Аэродинамическая характеристика вентилятора является важнейшим документом, которым завод-изготовитель должен снабжать каждый вентилятор, поставляемый потребителю; отклонение $H_в$ при режиме, соответствующем максимальному $\eta_в$, не должно превышать $\pm 5\%$ от значения, указываемого характеристикой (ГОСТ 5976-51).

Применение характеристик для подбора вентиляторов к рассчитываемой вентиляционной сети. Способы подбора вентилятора к рассчитываемой сети в основном уже были изложены раньше и нуждаются лишь в обобщении и дополнении их экономическими соображениями.

Из всего изложенного понятно, что каждый вентилятор может подавать любой требующийся объем воздуха, развивая при этом соответствующее давление, если подобрать соответствующее число оборотов.

Однако повышать это число следует только до пределов, допускаемых условиями прочности. Вентиляторы заводов Главсантехпрома допускают, например, применение следующей максимальной скорости:

серии ЭВР и ВР	$u_2=40$ *м/сек*
серии ВРН	$u_2=50$ „
пылевые ЦАГИ серии ВПР	$u_2=60$ „
пылевые ВНИИСТО серии ВПВ	$u_2=70$ „
высокого давления ВВД	$u_2=80$ „

Приведенные окружные скорости рабочих колес не являются предельными и могут быть в дальнейшем повышены при условии улучшения качества материалов и применения более прочных конструкций колес.

При подборе вентиляторов к сети следует помнить, что шум, производимый ими, резко возрастает с увеличением окружной скорости.

Подбирая вентилятор, обязательно нужно стремиться к тому, чтобы при работе в данной сети его к. п. д. был близок к максимально возможному — по крайней мере не ниже 0,85 $\eta_{в.макс}$. Это диктуется не только экономическими соображениями, но и снижением шума вентилятора при работе его в области высоких к. п. д.

Таким образом, при подборе вентиляторов обычно руководствуются следующими наиболее общими соображениями:

— достижение наибольшего к. п. д. вентилятора;

— минимальные размеры его, что удешевляет общую стоимость установки и требует меньшего места в производственном помещении;

— соблюдение окружных скоростей, обеспечивающих достаточную прочность колеса.

При проектировании вентиляционных установок элеваторов, мельниц, крупяных и комбикормовых заводов обычно задаются максимально необходимыми объемами воздуха, подлежащими отсасыванию от машин. В процессе эксплуатации сети, регулируя ее работу, прибегают, как правило, только к увеличению сопротивления, пользуясь задвижками или клапанами; в этом случае запасы мощности при подборе электродвигателя, вызываемые предполагаемым сдвигом рабочей точки вентилятора, излишни.

Подбирая вентилятор для сети, при регулировании которой перемещаемые объемы уменьшаются, следует стремиться к тому, чтобы рабочая точка при $Q_{макс}$ находилась справа от линии максимального к. п. д. $\eta_{в.макс}$. В этом случае регулирование при помощи задвижки не только не снижает, а даже несколько увеличивает к. п. д. вентилятора, что очень важно при этом, наименее выгодном, способе регулирования.

Кроме описанных графических характеристик, широко применяют при подборе вентиляторов табличные характеристики, называемые таблицами эксплуатационных данных о вентиляторах. Они не дают полной характеристики вентилятора и содержат обычно данные о режиме, близком к наивыгоднейшему. Будучи значительно менее наглядными, чем графические характеристики, таблицы не позволяют решать нужные вопросы для сетей со смешанными сопротивлениями. В таких случаях приходится по данным таблицы строить хотя бы часть характеристики вентилятора для совмещения ее с графической характеристикой сети.

Надо подчеркнуть, что большое количество незатронутых здесь вопросов, касающихся изменения величин Q, $H_в$, N и $\eta_в$, определяющих работу включенного в сеть вентилятора, легко может быть решено графическим путем, методом совмещения характеристик сети и вентилятора.

68. ПАРАЛЛЕЛЬНАЯ И ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНАЯ РАБОТА ВЕНТИЛЯТОРОВ В СЕТИ

В практике работы элеваторов, мельниц, крупяных и комбикормовых заводов иногда встречается необходимость в совместной, параллельной или последовательной, работе вентиляторов. Так, например, зерновой сепаратор № 5 имеет два параллельно работающих вентилятора, необходимость чего вызывается конструктивными соображениями; пример последовательного использования вентиляторов на мельнице показан на рис. 21 (последовательная работа вентиляторов 3 и 5).

Параллельная работа двух и более вентиляторов осуществляется чаще всего в случае необходимости увеличения перемещаемого объема

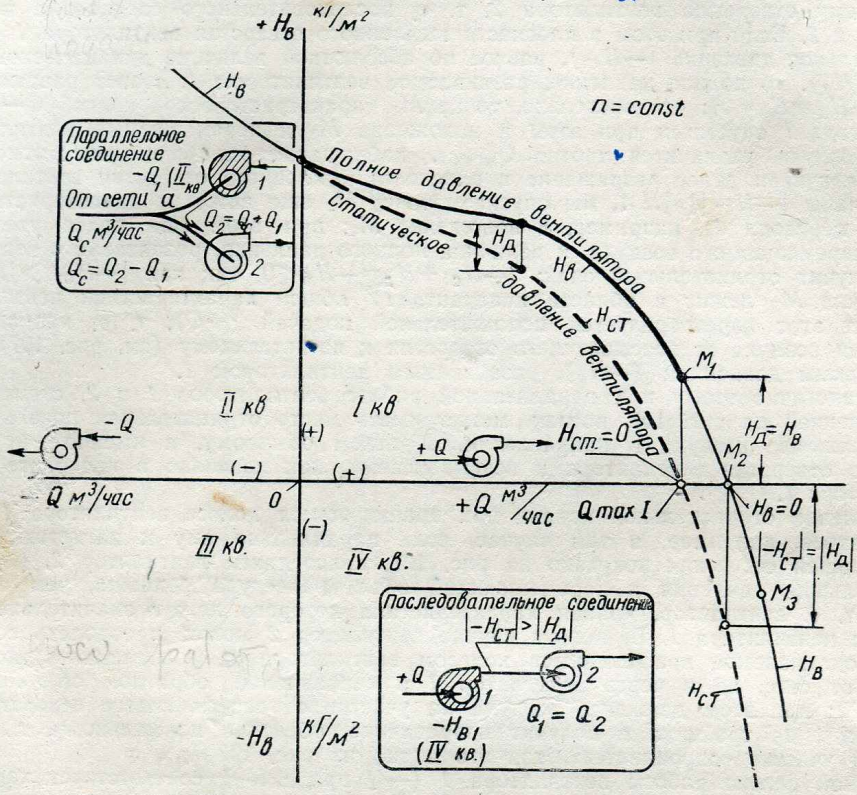


Рис. 197. Характеристика вентилятора в трех квадрантах

воздуха, а последовательная — с целью повышения давления, развиваемого каждым вентилятором. Однако и при параллельной работе возможно повышение давления по сравнению с работой одного вентилятора; точно так же при последовательной работе возможно увеличение подачи; случаи эти будут рассмотрены далее.

Кроме того, следует отметить, что не всегда два параллельно работающих вентилятора перемещают через сеть объем бóльший, чем один из них, как не всегда два последовательно включенных вентилятора могут преодолеть сопротивление большее, чем один из них.

Вопрос о степени эффективности совместной работы вентиляторов решается путем построения суммарной характеристики их и последующего совмещения ее с характеристикой сети.

Понятие о характеристике вентилятора в трех квадрантах координат $Q-H_в$. Для построения суммарной характеристики совместно работающих вентиляторов желательно иметь характеристику каждого из них, построенную в трех квадрантах системы координат $Q—H_в$, как это показано на рис. 197. Под квадрантом *I* принято понимать область положительных значений Q и $H_в$, ограниченную $H_{ст}$=макс при $Q=0$ и $H_{ст}=0$. Приводившиеся ранее характеристики вентиляторов показывали зависимость между Q и $H_в$ только в области положительных значений Q и $H_в$, как это показано

жирной кривой в квадранте *I* на рис. 197. Такого рода характеристика вполне достаточна для решения вопросов, возникающих при рассмотрении одиночно работающих вентиляторов.

Подчеркнем, что вентилятор перемещает, как известно, максимальный объем воздуха в том случае, если он не имеет ни всасывающей, ни нагнетающей линий воздуховодов, т. е. когда вся энергия, получаемая воздухом в вентиляторе, затрачивается только на создание скорости его. В квадранте *I* это соответствует конечной точке M_1 обычной кривой $Q—H_в$, для которой статическое давление, развиваемое вентилятором, равно нулю ($H_{ст}=0$) и, следовательно, $H_в=H_д$; при этом подача воздуха будет наибольшей, возможной для одиночно работающего вентилятора, т. е. для квадранта *I* характеристики его ($Q_{макс\ I}$).

Однако, если в плоскости выхлопного отверстия вентилятора вместо атмосферного давления создать разрежение, т. е. $H_{ст}<0$, то можно повысить подачу воздуха против $Q_{макс\ I}$, наблюдающейся в обычных условиях. Это достижимо в результате присоединения, как показано на рис. 197, выхлопного отверстия вентилятора *1* к всасывающему отверстию вентилятора *2*, т. е. последовательного соединения вентиляторов *1* и *2*. Если при этом в плоскости выхлопного отверстия вентилятора *1* создать отрицательное давление ($—H_{ст}$), равное по абсолютной величине динамическому давлению ($H_д$), то полное давление, развиваемое вентилятором *1*, станет равным нулю ($—H_{ст}+H_д=H_в=0$); следовательно, точка M_1 характеристической кривой $Q—H_в$ для вентилятора *1* опустится при этом в положение M_2 и перемещаемый вентилятором объем воздуха увеличится против $Q_{макс\ I}$, наблюдавшегося при выхлопе в атмосферу.

Увеличивая далее разрежение в плоскости выхлопного отверстия вентилятора *1* до величины $|—H_{ст}|>|H_д|$, мы опускаем точку M_2 еще ниже по характеристической кривой, переводя ее, например, в положение M_3; при этом еще более увеличится объем перемещаемого воздуха и величина полного давления, развиваемого вентилятором, получит отрицательный знак: $(—H_{ст}+H_д=—H_в<0$, так как $|—H_{ст}|>|H_д|)$.

Точка M_3 лежит в области квадранта *IV* общей характеристики вентилятора; квадрант этот характеризуется положительной подачей $(+Q)$, т. е. направлением движения воздуха от всасывающего отверстия к нагнетающему (см. рис. 197), и отрицательным давлением $(—H_в)$, развиваемым вентилятором *1*.

Аналогично этому при параллельной работе вентиляторов *1* и *2*, схематически изображенной на рис. 197, вверху может иметь место отрицательная подача $(—Q)$, т. е. движение воздуха в направлении, обратном обычному, а именно — от нагнетающего отверстия вентилятора к всасывающему, как показано в квадранте *II* для вентилятора *1*.

Явление отрицательной подачи при вращающемся колесе вентилятора *1* может наблюдаться, например, в том случае, если параллельно ему к нагнетающей или всасывающей сети, как показано на рис. 197, присоединен вентилятор *2*, развивающий бо́льшие давления и перемещающий объемы воздуха бо́льшие, чем вентилятор *1*, т. е. вентилятор, кривая характеристики которого лежит значительно выше, чем для вентилятора *1*. В данном случае вентилятор *2* может преодолеть сопротивление, оказываемое вращающимся колесом вентилятора *1*, и отсасывать воздух не только от сети, но и через вентилятор *1* в направлении, обратном обычному (см. рис. 197); при этом движение воздуха на участке от всасывающего отверстия вентилятора *1* до тройника *а* получит направление, обратное нормальному, т. е. тяга на этом участке «опрокинется», как это видно из рис. 197.

Такой режим работы вентилятора *1* ($—Q$ при $+H_в$) соответствует характеристике его, изображенной в квадранте *II*. Режим этот совершенно невыгоден, так как вентилятор *1* не увеличивает отсоса воздуха от сети, а уменьшает на величину Q_1, делая его равным $Q_с=Q_2—Q_1$ вместо $Q_с=Q_2$, что имело бы место при работе лишь одного вентилятора *2*.

Следует подчеркнуть, что далеко не во всех случаях параллельной работы вентиляторов наблюдается описанное явление отрицательной подачи из них, так же, как не во всех случаях последовательной работы имеет место отрицательное давление, развиваемое одним из вентиляторов. Проектируя установку совместно работающих вентиляторов, всегда следует путем построения суммарной характеристики их проверить действительную невозможность работы хотя бы одного из вентиляторов в области квадрантов *II* или *IV*.

Построение суммарной характеристики последовательно работающих вентиляторов и определение условий работы их в сети. Каждый из двух последовательно соединенных вентиляторов перемещает, как это видно из рис. 198, один и тот же объем воздуха ($Q_1=Q_2=Q_{1+2}$), дважды повышая давление его ($H_{в_1}+H_{в_2}=H_{в\,1+2}$), если режимы обоих вентиляторов ограничиваются областью первого квадранта их характеристик.

Поэтому для построения суммарной характеристики последовательно работающих вентиляторов достаточно произвести алгебраическое сложение величин давления, развиваемых каждым вентилятором при равных подачах воздуха.

На рис. 198 показано построение суммарной характеристики 1+2 двух вентиляторов (*1* и *2*), произведенное по точкам *А, Б, В, Г* и *Д*. Каждая из них получена сложением отрезков *а, б* и т. п., характеризующих работу вентилятора *1* с величинами давлений, развиваемых вентилятором *2* при тех же значениях *Q*. Следует

обратить внимание на то, что для точки B отрезок $в=0$, а для точки $Г$ отрезок $г$ имеет отрицательное значение (квадрант IV), вследствие чего величина этого отрезка откладывается не вверх, а вниз от соответствующей точки вентилятора *2*.

Из рассмотрения полученной таким образом суммарной характеристики становится ясно, что далеко не во всех случаях последовательное соединение вентиляторов может быть целесообразным, т. е. давать давление более высокое, чем один из них. Например, для точки B давление, развиваемое двумя вентиляторами, равно давлению, которое может развить при этом же режиме один вентилятор *2*; для последующих точек суммарной характеристики (точки $Г$, $Д$ и т. п.) давление, развиваемое двумя вентиляторами, меньше давления, развиваемого одним вентилятором *2*. Следовательно, совместная работа этих двух вентиляторов при $Q>Q_{доп}$ (см. рис. 198) совершенно нецелесообразна.

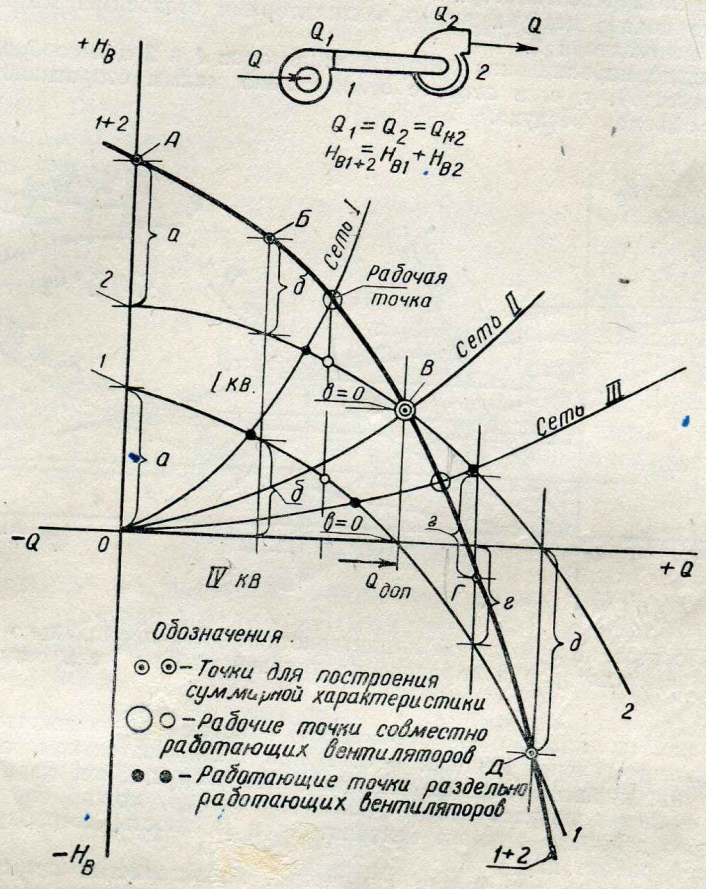


Рис. 198. Построение суммарной характеристики двух последовательно работающих вентиляторов и определение условий их работы в сети

Действительно, если вентиляторы *1* и *2* последовательно работают в сети *I* с относительно большим сопротивлением (см. рис. 198), то развиваемое давление и перемещаемый ими объем воздуха больше, чем для любого из двух вентиляторов. В данном случае последовательная работа вентиляторов *1* и *2* целесообразна.

Однако при их работе в сети *III* с малым сопротивлением величины Q и $H_в$, развиваемые при совместно последовательной работе двух вентиляторов, меньше тех, которые развил бы один вентилятор *2*, работая в этой сети; вентилятор *1*, в данном случае, т. е. при чрезмерно большой для него подаче воздуха, не только не помогает вентилятору *2*, но оказывает сопротивление перемещению воздуха им через вентилятор *1*. Понятно, что последовательная работа вентиляторов в сетях с относительно малым сопротивлением является нецелесообразной.

Нужно отметить, что, производя построение суммарной характеристики вентиляторов, необходимо учесть потери давления в участке воздуховода, соединяющем вентиляторы, т. е. вычесть ординаты характеристики соединительного участка из соответствующих ординат суммарной характеристики вентиляторов; если такое исправление суммарной характеристики не сделано, необходимо включить сопротивление соединительного участка в сопротивление всей остальной сети воздуховодов.

Построение суммарной характеристики параллельно работающих вентиляторов и определение условий работы их в сети. Каждый из двух параллельно соединенных вентиляторов развивает в месте слияния двух потоков одно и то же давление — отрицательное, если вентиляторы совместно работают на всасывающую сеть, как показано на рис. 199, или положительное, в случае совместной работы в нагнетающей сети; общий объем, перемещаемый обоими вентиляторами, равен сумме объемов, перемещаемых каждым из них ($Q_{1+2}=Q_1+Q_2$).

Поэтому для построения суммарной характеристики параллельно работающих вентиляторов следует произвести алгебраическое сложение величин подаваемых объемов воздуха при равных давлениях.

На рис. 199 показано построение такой характеристики, аналогичное изображенному на рис. 198; и в этом случае следует обратить внимание на то, что после точки *В* слагаемое подачи вентилятора *1* получает отрицательное значение (квадрант *II*), вследствие чего подача воздуха двумя вентиляторами становится меньшей, чем при работе одного вентилятора *2*.

Следовательно, параллельная работа вентиляторов *1* и *2* целесообразна лишь при $Q>Q_{доп}$ (см. рис. 199), т. е. в сетях с относительно малым сопротивлением при подаче больших объемов воздуха.

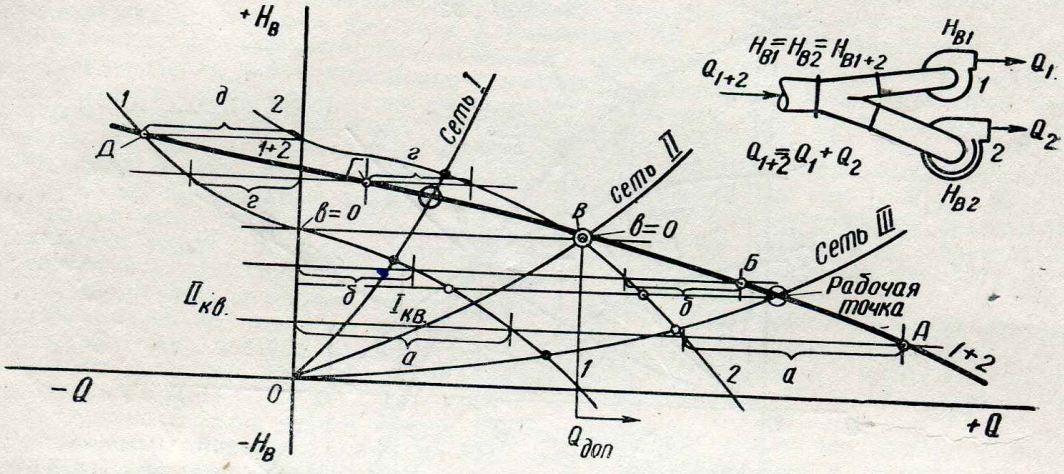


Рис. 199. Построение суммарной характеристики двух параллельно работающих вентиляторов и определение условий работы их в сети

Режим работы каждого из совместно работающих вентиляторов обозначен светлыми точками на рис. 198 для сети *I* при последовательном, а на рис. 199— для сети *III* при параллельном соединении вентиляторов. Зная характеристику вентиляторов *1* и *2* и пользуясь этими рабочими точками, можно определить коэффициент полезного действия каждого вентилятора и мощность, потребную для привода при совместной работе их.

Изложенный метод построения суммарных характеристик применим не только к совместной работе вентиляторов, но и к работе вентилятора с каким-либо другим побудителем тяги, например при естественной тяге.

В заключение следует отметить, что к совместной работе вентиляторов следует прибегать только в случае действительно крайней необходимости, так как она обычно менее экономична, чем работа одного большего вентилятора.

69. КЛАССИФИКАЦИЯ ВЕНТИЛЯТОРОВ

Центробежные вентиляторы классифицируют обычно на три группы, различающиеся разностью полных давлений, развиваемой ими при максимальном к. п. д. [1]:

— низкого давления при $H_в$ до 100 *кГ/м²*;
— среднего давления при $H_в$ до 300 *кГ/м²*;
— высокого давления при $H_в$ до 1500 *кГ/м²*.

Такая классификация проста и наглядна, но не отличается достаточной четкостью, так как развиваемая вентилятором разность полных давлений зависит от числа оборотов. Следовательно, при изменении

[1] ГОСТ 5976-51.

числа его оборотов на одном и том же наивыгоднейшем режиме он может из одной группы перейти в другую.

Тип вентилятора определяется его аэродинамической схемой (формой лопаток, соотношением размеров их, формой и соотношением размеров кожуха). Вентиляторы разных размеров, но одного и того же типа составляют серию, несмотря на могущую быть при этом разницу в конструктивном исполнении.

Как известно, тип вентилятора вполне четко определяется величиной быстроходности его (n_y по формуле XV-34), характеризующей аэродинамические особенности всей серии вентиляторов данного типа.

По признаку быстроходности вентиляторы можно разделить на следующие типы:

— быстроходные с $n_y > 80$;
— средней быстроходности с $n_y = 50 \div 80$;
— тихоходные с $n_y = 15 \div 50$;
— очень тихоходные с $n_y < 15$.

Следует отметить, что хотя n_y исчерпывающим образом определяет тип вентилятора, однако значение n_y не определяет полностью вида вентилятора, например профиля его лопаток, которые для тихоходных вентиляторов могут быть загнутыми либо вперед, либо назад.

Для вентиляционных установок элеваторов, мельниц, крупяных и комбикормовых заводов применяют преимущественно центробежные вентиляторы средней быстроходности, а для установок пневматического транспорта зерна, продуктов переработки и отходов его — вентиляторы тихоходные и очень тихоходные. В качестве быстроходных применяют обычно осевые вентиляторы ($n_y > 80$).

70. ОСНОВНЫЕ СЕРИИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ

Центробежные вентиляторы различных серий, требуя относительно несложных приспособлений для изготовления их, производятся многими машиностроительными заводами применительно к обслуживаемым отраслям народного хозяйства. В частности некоторые серии центробежных вентиляторов выпускаются заводами Главпродмаша и Мельмашстроя в ограниченном, правда, количестве.

Все вновь проектируемые центробежные вентиляторы общего назначения должны соответствовать ГОСТ 5976-51, введенному в действие с начала 1952 г. Стандарт этот предъявляет определенные технические требования к возможным расположениям кожухов вентиляторов, рабочего колеса, подшипников, приводных шкивов и электродвигателей, определяет основные размеры рабочих колес и кожухов вентиляторов, количество лопаток, наименьшие допустимые значения максимального к. п. д. вентиляторов, максимальные значения величин динамического давления, быстроходности и ряд других основных требований.

Основными заводами-изготовителями вентиляторов общепромышленного назначения являются заводы Главсантехпрома (Харьковский котельно-радиаторный, Тульский котельно-вентиляторный и Крюковский вентиляторный), выпускающие девять различных серий вентиляторов с быстроходностью в пределах $n_y = 20 \div 300$.

Данные об этих основных сериях вентиляторов общепромышленного назначения приведены в табл. 15, в которой серии расположены в порядке повышения их быстроходности.

Центробежные вентиляторы, серийно изготовляемые специальными заводами, относятся, как это видно из табл. 15, к типам средней быстроходности и тихоходным.

Нужно отметить, что хотя размер вентилятора указывается номером его (диаметр колеса в дециметрах), однако номер не определяет производительности вентилятора. Это видно, например, из сравнения произ-

Таблица 15

Основные данные о вентиляторах, изготовляемых заводами Главсантехпрома (1953—1954 гг.)

Наименование и номера выпускаемых вентиляторов	Марка серии ВНИИСТО	Быстроходность n_y	Максимальные: окружная скорость колеса u_2 *м/сек*	Максимальные: к. п. д. $\eta_в$	Пределы наибольшего полного давления $H_в$ *кГ/м²* при $\eta_в \geqslant 0{,}50$ и n=макс	Пределы подачи воздуха при $\eta_в \geqslant 0{,}50$ в тыс. *м³/час* Q *м³/10³ час*	Рабочее колесо: способ изготовления	Рабочее колесо: тип лопаток
Центробежные высокого давления № 8, 9, 11	ВВД	22	80	0,58	550÷630	3÷20	клепаное	загнуты вперед
Центробежные пылевые № 5, 6, 8 . .	ВПВ	39	70	0,59	300÷400	1÷23	клепаное	загнуты вперед
Центробежные среднего давления № 3, 4, 5, 6 . .	ВР	45	40	0,59	170÷190	1÷22	штампованное	загнуты вперед
Центробежные среднего давления № 8, 10, 12 . . .	ВРС	45	45	0,62	220÷285	5÷150	клепаное	загнуты вперед
Центробежные электровентиляторы низкого и среднего давления № 2, 3, 4, 5, 6	ЭВР	45	40	0,58	20÷130	1÷16	штампованное	загнуты вперед
Центробежные пылевые № 8 . . .	ВПР	55	60	0,51	220÷230	6÷25	клепаное	загнуты вперед
Центробежные низкого давления № 8, 10, 12, 14, 16 . . .	ВРН	75	50	0,665	50÷110	3÷60	клепаное	загнуты назад
Осевые ЦАГИ № 4, 5, 6, 7, 8, 10, 12	МЦ	270	60	0,68	20÷35	2÷65	—	—
Осевые ЦАГИ № 4, 5, 6, 7	ОВМ	300	60	0,53	14÷20	0,5÷15	—	—

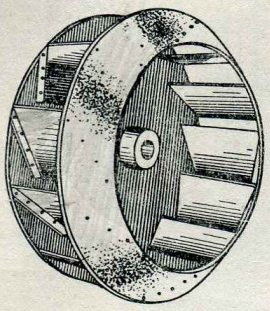
водительности вентиляторов серий ВВД и ВРС, имеющих почти одинаковые размеры колес (см. табл. 15): ВВД подают $Q = 3000 \div 20\,000$ *м³/час,* в то время как ВРС при тех же примерно размерах колес имеет $Q = 5000 \div 150\,000$ *м³/час,* т. е. в несколько раз бо́льшую.

Следовательно, производительность вентилятора определяется номером его только в пределах своей серии.

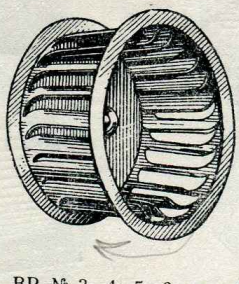
Величины Q и $H_в$ для каждого номера вентилятора определяются аэродинамической схемой его и главным образом особенностями рабочего колеса, которые в значительной степени определяют также формы кожухов вентиляторов.

На рис. 200 показаны рабочие колеса основных серий вентиляторов, изготовляемых заводами Главсантехпрома. Следует обратить внимание

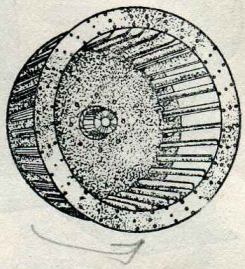
на то, что вентиляторы низкого и среднего давлений отличаются широким рабочим колесом и малой разностью наружного и внутреннего диаметров (D_2—D_1), что обусловлено необходимостью подачи больших объемов воздуха и относительно небольшими давлениями.



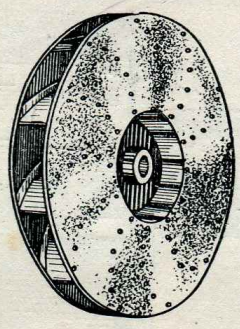
ВРН № 8, 10, 12, 14, 16; n_y=75



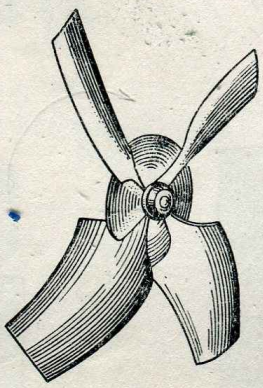
ВР № 3, 4, 5, 6; n_y=45
ЭВР № 2, 3, 4, 5, 6; n_y=45



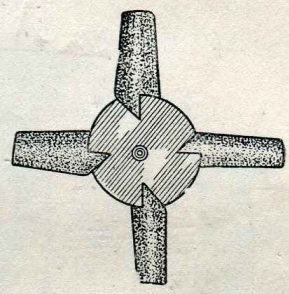
ВРС № 8, 10, 12; n_y=45



ВВД № 8, 9, 11; n_y=22



МЦ № 4, 5, 6, 7, 8, 12; n_y=270



ОВМ № 4, 5, 6, 7; n_y=300

Рис. 200. Рабочие колеса основных серий вентиляторов, изготовляемых заводами Главсантехпрома

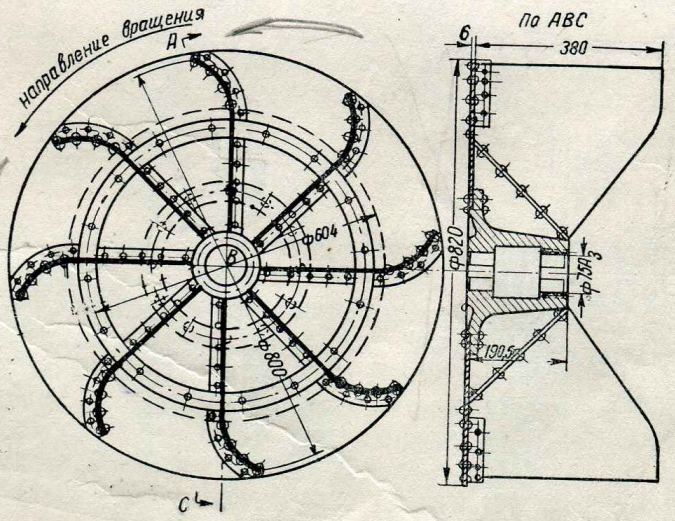
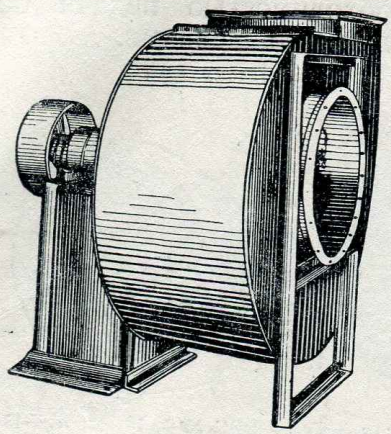
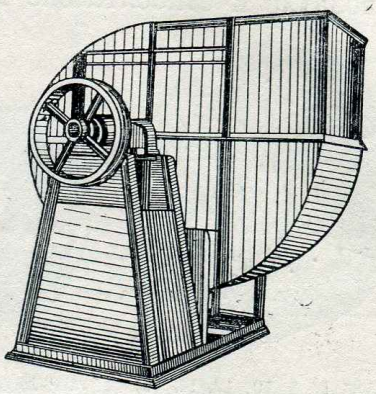


Рис. 201. Рабочее колесо пылевого вентилятора серии ВПР ВНИИСТО

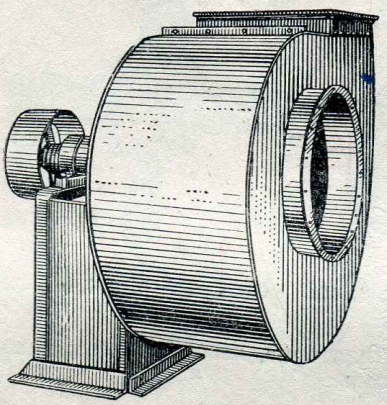
С уменьшением быстроходности или с повышением развиваемого вентилятором давления разность D_2—D_1 растет, т. е. длина лопаток в радиальном отношении увеличивается, а в осевом уменьшается; это обусловлено относительно небольшой подачей.



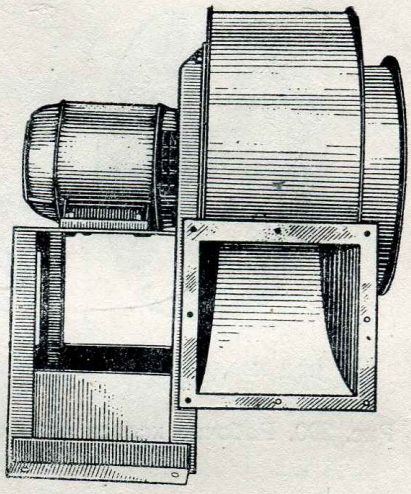
ВРН № 8, 10, 12; n_y=75
ВРС № 8, 10, 12; n_y=45
ВПР № 8; n_y=55



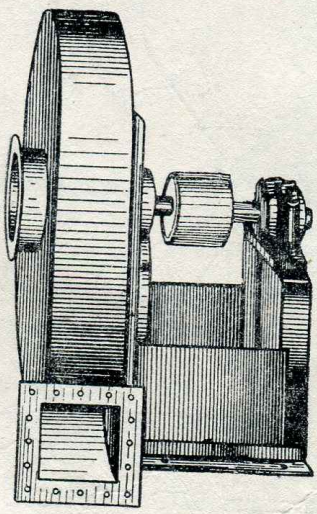
ВРН № 14, 16; n_y=75



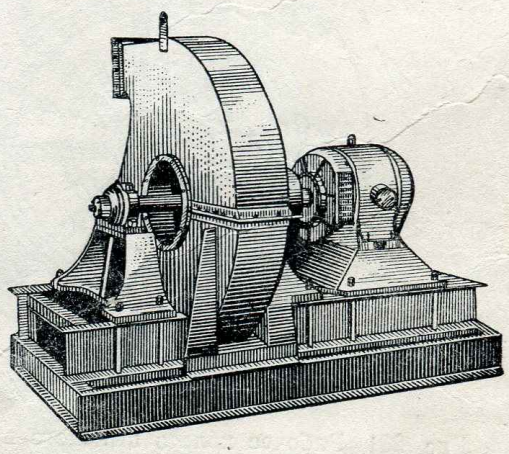
ВР № 3, 4, 5, 6; n_y=45



ЭВР № 2, 3, 4, 5, 6; n_y=45



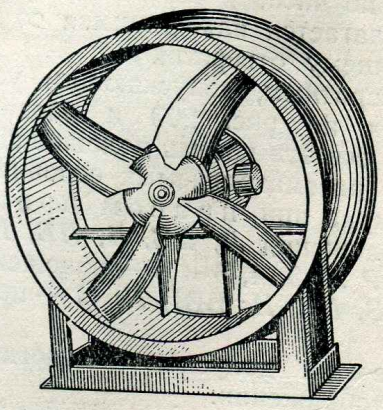
ВВД № 8, 9; n_y=22



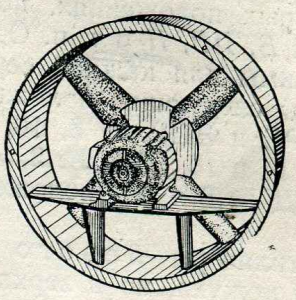
ВВД № 11; n_y=22

Рис. 202. Серии центробежных вентиляторов, изготовляемых заводами Главсантехпрома

Для перемещения воздуха, транспортирующего взвешенный в нем материал, изготовляют специальные вентиляторы, впервые разработанные в ЦАГИ и названные пылевыми вентиляторами. Колеса их (рис. 201) отличаются небольшим количеством лопаток (6—8 по окружности), вследствие чего в колесе становятся невозможными пылевые отложения, даже в случае наличия волокнистых включений, закупоривающих узкие межлопаточные каналы вентиляторов серий ВР и ВРС (см. рис. 200).



МЦ № 4, 5, 6, 7, 8, 10, 12; n_y=270



ОВМ № 4, 5, 6, 7; n_y=300

Рис. 202а. Серии осевых вентиляторов, изготовляемых заводами Главсантехпрома

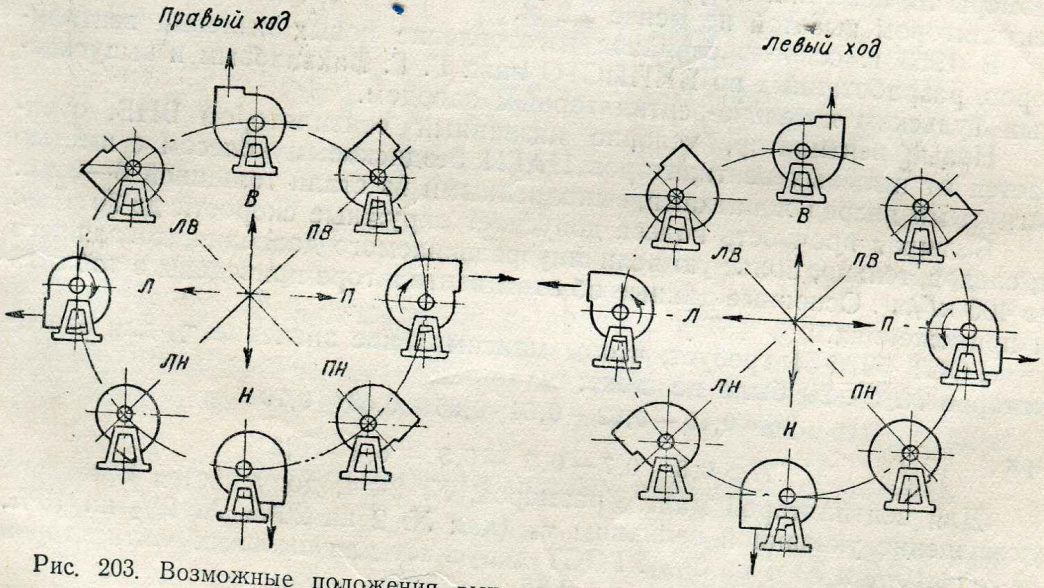


Рис. 203. Возможные положения выхлопного отверстия вентиляторов правого и левого ходов

Лопатки этого колеса приклепаны только к заднему диску, не имея переднего, связывающего их кольца (см. рис. 201).

Вентиляторы ВНИИСТО серий ЭВР и ВР имеют цельноштампованные колеса (см. рис. 200), предложенные автором конструкции вентиляторов С. А. Рысиным, отличающиеся простотой изготовления, дешевизной и достаточной прочностью. Эти вентиляторы получили в настоящее время довольно широкое распространение, имея в последних вариантах конструкций достаточно высокие аэродинамические показатели.

Основные серии вентиляторов, выпускаемых заводами Главсантехпрома, показаны на рис. 202. Вентиляторы высокого давления отличаются от вентиляторов низкого и среднего давления узким в осевом направлении кожухом с относительно малыми всасывающими и выхлопными отверстиями.

Плоско- или клиноременный привод этих новых серий вентиляторов удобно осуществляется благодаря консольному расположению приводного шкива во всех сериях, за исключением ВВД № 8 и 9. Наилучшим в эксплуатационном отношении способом привода является индивидуальный электропривод, применяемый в серийных конструкциях вентиляторов ЭВР и ВВД № 11.

По направлению вращения различают вентиляторы правого и левого хода, т. е. вращающиеся по часовой стрелке и против нее; в обоих случаях наблюдатель предполагается находящимся со стороны привода (противоположной всасывающему отверстию).

Кожух вентиляторов делают поворотным, допускающим установку в некоторых положениях, показанных на рис. 203 и обозначаемых литерами *В, ПВ, П* и т. п. Однако не все эти восемь положений кожуха осуществимы для каждой серии; для рассматриваемых основных серий возможны следующие положения кожуха при правом вращении: ВРН, ВРС и ВПР № 8, 10, 12 — положения *Л, ЛВ, В, ПВ, П* и *ПН;* ВРН № 14 и 16, ЭВР № 2, ЭВР и ВР № 3, 4, 5 и 6 — положения *Л, В* и *П*; ВВД № 8 и 9 — положения *Л, В, П* и *Н;* ВВД № 11 — положения *Л* и *П*.

Вентиляторы левого вращения допускают аналогичные положения кожуха, но в зеркальном отображении.

В таких положениях вентиляторы с подшипниками качения не только устанавливают на полу, но и подвешивают к потолку, особенно если размеры их невелики и представляется возможным оставлять проход под вентилятором высотой не менее 2,2 *м*.

В 1953 г. освоено серийное изготовление новых пылевых вентиляторов, разработанных во ВНИИСТО инж. Г. Г. Вахваховым и выпускаемых Тульским котельно-вентиляторным заводом.

Новый вентилятор, условно названный вентилятором ВПВ, отличается от пылевых вентиляторов ЦАГИ бездисковым колесом с шестью загнутыми вперед лопатками, выполненными из стали толщиной 6—8 *мм*.

Большая прочность колеса допускает окружные скорости до 70 *м/сек* и, следовательно, большую величину развиваемого давления, доходящего до 400 *кГ/м*^{2}. Основные данные об этом вентиляторе приведены в табл. 15 и приложениях.

ГОСТ 5976-51 требует, чтобы максимальное значение $\eta_в$ для вентиляторов № 5÷20 было не ниже:

$$\eta_в = 0{,}60 - 0{,}62 - 0{,}64 - 0{,}66 - 0{,}68 - 0{,}70$$

при

$$\overline{H} > 0{,}8 - 0{,}7 - 0{,}6 - 0{,}5 - 0{,}4 - 0{,}3.$$

Для вентиляторов малых размеров, № 2÷4, допускается некоторое уменьшение указанной величины $\eta_в$ (для № 2 на 20%, № 2½ на 15%, № 3 на 10% и № 4 на 5%). ГОСТ допускает для пылевых вентиляторов снижение максимального $\eta_в$ до 0,55.

Величина динамического давления на режиме $\eta_в$ = макс должна быть не более 20% от полного давления для вентиляторов низкого и высокого давлений и не более 25% — для вентиляторов среднего давления. Следует учитывать, что чрезмерно большая величина скорости движения воздуха в выхлопном отверстии вентилятора вызывает, как правило, значительные потери давления в процессе преобразования динамического давления в статическое.

В целях экономии металла отливавшиеся ранее из чугуна станины вентиляторов выполняются ныне сварными из листовой стали. Конструктивные схемы приводов вентиляторов показаны на рис. 204. Наиболее распространенными являются первые четыре способа привода.

В соответствии с ГОСТ 5976-51 для вентиляторов устанавливается определенная маркировка при помощи индекса, в котором указываются:

— группа вентилятора (низкого, среднего или высокого давления — буквами *н. д., с. д.* или *в. д.*);

— класс вентилятора (*Ц* — обычный центробежный, *ЦП* — центробежный пылевой и т. п.);

— коэффициент давления при максимальном значении к. п. д. вентилятора (цифрой, соответствующей 10-кратной величине $\overline{H}$, округленной до целых единиц);

— быстроходность (цифрой, округленной до целых единиц);

— номер вентилятора (D_2 — в дециметрах);

— выполнение по конструктивной схеме (словом — «исполнение» и цифрой — согласно рис. 204);

— направление вращения (словами «левый» или «правый»);

— номер стандарта (ГОСТ 5976-51).

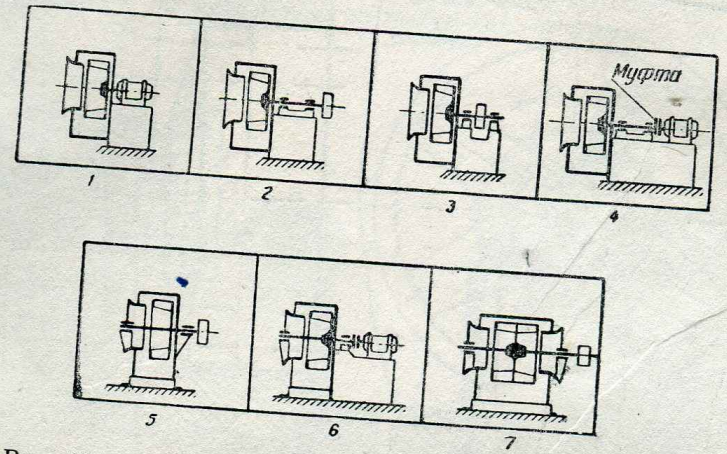


Рис. 204. Конструктивные схемы привода центробежных вентиляторов

Новая маркировка дает достаточно полное представление обо всех основных особенностях вентилятора, например, индекс «вентилятор *в. д.* *ЦП*7—40, № 6, исполнение 2, правый, ГОСТ 5976-51» указывает на то, что речь идет о центробежном пылевом вентиляторе, развивающем полное давление более 300 *кГ/м²* (высокого давления), с величинами $\overline{H}\approx 0{,}7$, $n_y\approx 40$, $D_2=600$ *мм*, с консольным приводным шкивом.

71. ОСНОВНЫЕ СЕРИИ ОСЕВЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ

Приведенные ранее соображения о мощности, потребляемой вентиляторами, к. п. д. их, характеристиках вентиляторов и законах пропорциональности применимы не только к центробежным, но и к осевым вентиляторам.

Осевые вентиляторы ЦАГИ (один из них изображен на рис. 205) отличаются от прежних конструкций расширением и закручиванием лопаток по мере приближения к втулке, применением втулки большого диаметра и аэродинамически выгодного профиля лопатки (профиль *а* на рис. 205).

Осевые вентиляторы ЦАГИ с незакрученными лопатками постоянной ширины обладают худшими аэродинамическими качествами.

Правильным направлением вращения осевого вентилятора является такое, при котором лопатки смотрят вогнутой стороной вперед; тупая кромка лопатки, если она имеется, должна быть направлена также вперед (*а* на рис. 205).

Правым принято считать направление вращения по часовой стрелке по отношению к наблюдателю, обдуваемому потоком; левым — обратное направление.

Наряду с вентиляторами определенного направления имеются реверсивные осевые вентиляторы, поперечное сечение лопаток которых имеет чечевицеобразную фор-

му с закругленными краями (*b* на рис. 205), в отличие от несимметричных, наиболее выгодных в аэродинамическом отношении профилей, аналогичных крылу самолета.

Практически каждый осевой вентилятор является реверсивным. Для изменения направления потока нереверсивное колесо (профиль *a* на рис. 205) необходимо перевернуть на валу и переменить направление вращения его.

Основные преимущества осевых вентиляторов ЦАГИ заключаются в повышенном против центробежных вентиляторов к. п. д., доходящем до 0,85, незначительном изменении расхода энергии при изменении перемещаемого объема, что делает излишними запасы мощности двигателя, в малых габаритах, несложности конструкции и незначительном расходе металла.

Наиболее совершенны осевые вентиляторы ЦАГИ серий *МЦ, У* и *В*.

Осевые вентиляторы ЦАГИ серии *МЦ*, изготовленные заводами Главсантехпрома (см. рис. 200 и 202,*а*), развивают давление до 35 *кГ/м²*

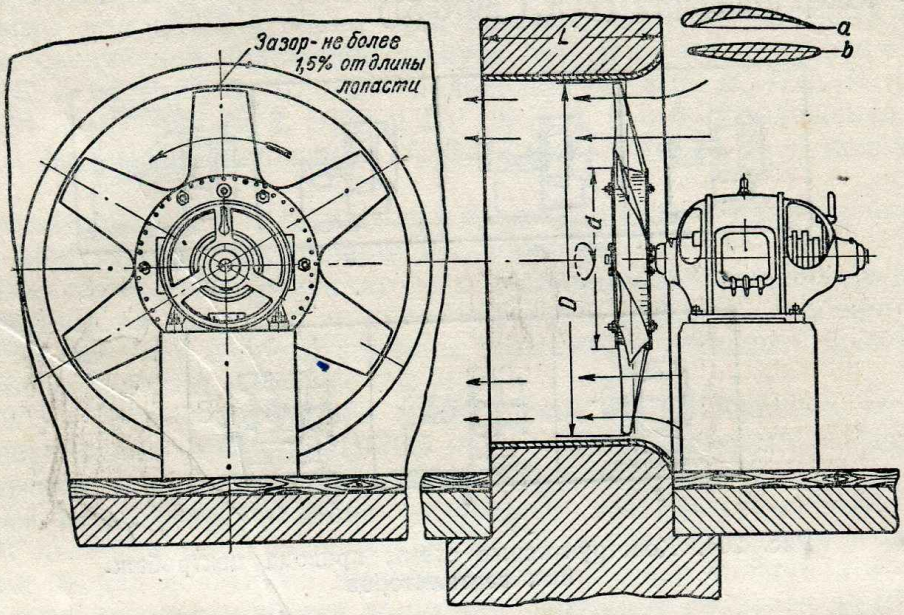


Рис. 205. Осевой вентилятор ЦАГИ

и перемещают до 65 000 *м³/час* при максимальной окружной скорости до 60 *м/сек*.

Вентиляторы ЦАГИ серии *У* развивают давление свыше 200 *кГ/м²* при максимальной окружной скорости 120 *м/сек*, а вентиляторы ЦАГИ серии *В* — 300 *кГ/м²* и выше.

Однако в связи с требованиями бесшумной работы окружные скорости несколько снижают по сравнению с указанными.

Применение осевых вентиляторов наиболее выгодно в тех случаях, когда необходимо перемещать большие объемы при относительно невысоких разностях давлений, т. е. при $n_y > 80 \div 100$.

В условиях элеваторов, мельниц, крупяных и комбикормовых заводов осевые вентиляторы ЦАГИ применимы в установках с небольшими потерями давления и относительно большими величинами расхода (например в промывных камерах).

72. КОНСТРУКЦИИ ИНДИВИДУАЛЬНЫХ ЭЛЕКТРОПРИВОДОВ ВЕНТИЛЯТОРОВ И ПОДБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ

Вентиляторы — машины высокооборотные и поэтому наиболее рациональным типом их привода является индивидуальный электропривод, осуществляемый, как это показано на рис. 206, т. е. без каких бы то ни было гибких передач.

Проектируя и рационализируя вентиляционные установки, следует всячески избегать применения не только плоскоременных, но и клино-

ременных передач от электродвигателей к вентиляторам. Передачи эти доставляют множество хлопот в процессе эксплуатации по причине не-прекращающегося растяжения ремней; даже при наличии натяжных при-способлений, позволяющих по мере удлинения ремней увеличивать их предварительное натяжение, неизбежно все же ощутимое скольжение, снижающее число оборотов вентилятора, в результате чего существенно может уменьшиться производительность его и снизиться эффективность работы всей установки.

Соединение электродвигателя с вентилятором может быть произведено при помощи упругой муфты (рис. 206, слева), что применяют преимущественно для больших вентиляторов с диаметром колеса $D_2 > 600$ *мм*. Для вентиляторов с $D_2 \leqslant 600$ *мм* возможна непосредственная посадка колеса на вал электродвигателя, в связи с чем создается

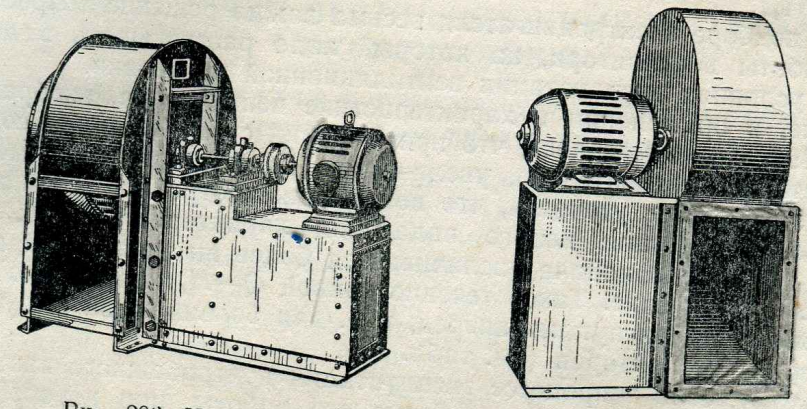


Рис. 206. Индивидуальный электропривод вентиляторов:
слева—посредством упругой муфты; справа—посадкой рабочего колеса непосредственно на вал электродвигателя

весьма компактная и удобная в эксплуатации конструкция (рис. 206, справа).

Даже в том случае, когда заводом-изготовителем не выпускается нужный электровентилятор, следует пойти на некоторые переделки в конструкции, выполнимые в мастерских предприятия, для того, чтобы осуществить электропривод вентилятора без гибких передач.

Понятно, что при осуществлении электропривода по рис. 206 возникнут неизбежные трудности в подборе вентилятора и электродвигателя, которые при одинаковом числе оборотов должны иметь высокий к. п. д. вентилятора и достаточно полную загрузку для обеспечения нормального коэффициента мощности электродвигателя. Однако трудности эти при имеющейся широкой номенклатуре электродвигателей и вентиляторов вполне преодолимы в процессе расчета вентиляционной установки.

Если приходится принять к установке электродвигатель с числом оборотов, несколько превышающим необходимое для вентилятора, надо по характеристике его найти новые Q, $H_в$ и $\eta_{iв}$ и по ним проверить, достаточна ли мощность намечаемого электродвигателя.

Установочную мощность электродвигателя вычисляют по формуле:

$$N_{эд} = k_о k_{пр} k_{эд} N = k_о k_{пр} k_{эд} \frac{Q_с H_н}{102 \eta_{iв}} \quad квт,$$

где N — мощность, потребляемая рабочим колесом вентилятора;

$k_о$ — коэффициент, зависящий от типа, числа и состояния подшипниковых опор, принимаемый равным 1,03÷1,07;

$k_{пр}$ — коэффициент, определяемый величиной потерь в приводе;

$k_{эд}$ — коэффициент запаса мощности электродвигателя, связанный главным образом с пусковым моментом.

Значения коэффициента $k_{пр}$ следует принимать:

— при непосредственной посадке колеса на вал двигателя — 1,0;
— при соединении валов двигателя и колеса посредством муфты — 1,05;
— при клиноременной передаче не более — 1,10;
— при плоскоременной передаче не более — 1,15.

В зависимости от величины N коэффициент $k_{эд}$ для центробежных вентиляторов принимают равным:

при N *квт* ... до	0,5	0,6 ÷ 1,0	1,1 ÷ 2,0	2,1 ÷ 5,0	свыше 5,0
$k_{эд}$	1,50	1,30	1,20	1,15	1,10

Для осевых вентиляторов вне зависимости от мощности можно считать $k_{эд} \approx 1{,}1$.

При подборе электродвигателя весьма важно решение вопроса о режиме работы вентилятора, на который надо рассчитывать в действительных условиях эксплуатации вентиляционной установки.

Выше, в применении к характеристике вентилятора, изображенной на рис. 192, уже отмечалось, что при $n = \text{const}$ с уменьшением сопротивления сети и, следовательно, увеличением подачи потребная мощность возрастает. Следует уточнить, что возрастание потребной мощности может наблюдаться при полого падающих характеристических кривых $Q - H_в$, т. е. когда подача увеличивается более интенсивно, чем падает развиваемое давление. Такое течение кривой $Q—H_в$ характерно для колес с лопатками, загнутыми вперед, т. е. для большинства выпускаемых у нас серий вентиляторов (см. табл. 15).

Поэтому, если в процессе эксплуатации центробежного вентилятора предвидится такое изменение режима его работы, при котором сопротивления сети уменьшаются, мощность электродвигателя следует определять по режиму с наименьшими сопротивлениями. Указание это относится лишь к центробежным вентиляторам и к тем случаям, когда уменьшение сопротивления сети имеет сколько-нибудь длительный характер, т. е. превышает время, в течение которого допустима перегрузка электродвигателя.

Для многих осевых вентиляторов характеристическая кривая $Q—H_в$ падает настолько круто, что потребная мощность изменяется весьма мало либо даже уменьшается с ростом Q. В этом случае электродвигатель следует подбирать для режима с наибольшими возможными сопротивлениями, т. е. для минимального значения Q.

Во всех случаях необходимо тщательно проверять возможность перегрузки электродвигателя. Пренебрежительное отношение к анализу условий эксплуатации рассчитываемой вентиляционной установки ведет к недопустимым, но все же наблюдающимся случаям «сгорания» электродвигателей, приводящих в движение вентиляторы.

Электродвигатель должен быть подобран так, чтобы он соответствовал всем возможным условиям эксплуатации данной вентиляционной установки и был загружен в мере, достаточной для обеспечения высокого коэффициента мощности.

РАЗДЕЛ СЕДЬМОЙ

ЭКСПЛУАТАЦИЯ ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ УСТАНОВОК

ГЛАВА XVII

СДАЧА И ПРИЕМ ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ УСТАНОВОК В ЭКСПЛУАТАЦИЮ

73. ПОРЯДОК СДАЧИ И ПРИЕМА, ХАРАКТЕР И ОБЪЕМ ПРИЕМО-СДАТОЧНЫХ ИСПЫТАНИЙ ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ УСТАНОВОК

В недавнем прошлом вентиляционные установки вводились в эксплуатацию после окончания монтажа зачастую без доведения их технических показателей до проектных величин. Этим в большинстве случаев и обусловливалась низкая эффективность работы вентиляционных установок, выявлявшаяся уже в процессе эксплуатации их. Ныне, в соответствии с техническими условиями на проведение и прием работ по монтажу мельниц, элеваторов и крупозаводов, утвержденными в 1949 г. Министерством заготовок Союза ССР, вентиляционные установки необходимо о б я з а т е л ь н о сдавать и принимать в эксплуатацию лишь после их наладки и регулирования. Прием и ввод в эксплуатацию допустимы только при условии выполнения предусмотренного проектом объема монтажных работ и достижения проектных технических показателей работы вентиляционных установок, а также соблюдения всех требований охраны труда, техники безопасности и пожарной безопасности.

Работы, связанные с подготовкой вентиляционных установок новостроек к сдаче, производит монтажная организация в соответствии с действующей инструкцией. Последовательность этих работ такова:

1. Н а р у ж н ы й о с м о т р, во время которого устраняются выявляемые отклонения выполненных вентиляционных установок от проекта, а также недостатки их монтажа. При наружном осмотре установки пускают в ход, желательно с загрузкой оборудования. Одновременно производят уточнение или составление плоскостных монтажно-расчетных схем каждой установки по данным съемки с натуры, прилагаемых далее к эксплуатационно-техническим паспортам установок.

2. Н а л а д к а вентиляционных установок, которую проводят после полного устранения недостатков, замеченных при наружных осмотрах с целью:

— доведения фактической общей подачи воздуха каждым вентилятором и развиваемого им давления до величин, предусмотренных проектом;

— доведения присосов воздуха в каждый фильтр до величины, не превышающей 35% (деревянные фильтры) и 25% (металлические фильтры) по отношению к объему воздуха, поступающего в фильтр, путем его герметизации.

Наладку и последующее регулирование работы установки осуществляют при полностью открытых регулировочных клапанах обслуживаемого сетью оборудования.

Если вентиляторы налаживают на холостом ходу, т. е. при незапыленной ткани, то подача вентилятора при наладке должна быть больше проектной на величину, которую нетрудно определить по разности между проектным сопротивлением фильтра и фактическим сопротивлением его во время наладки, пользуясь характеристикой данного вентилятора. При этом изменится и величина давления вентилятора, которое должно быть достигнуто в результате наладки. Кроме того, при наладке должен быть достигнут некоторый запас в подаче вентилятора, позволяющий вводить сопротивления в сеть при ее регулировании.

3. Регулирование работы вентиляционных установок, которое производят с пуском в ход оборудования при его проектной загрузке с целью достижения распределения общего отсасываемого объема воздуха между начальными точками сети воздуховодов, какое предусмотрено проектом.

Регулировать работу установки надо, начиная от сечений воздуховода, присоединенных к фильтру, последовательно переходя далее к начальным точкам сети.

Изменять соотношение объемов воздуха, отсасываемых через два соединяемых тройником воздуховода, можно, если это вызывается необходимостью, устанавливая в одном из них диафрагму (см. рис. 181), расположенную при горизонтальности воздуховода, обязательно в верхней его части. При этом возрастет доля общего объема, перемещаемого через воздуховод без диафрагмы, но абсолютная величина общего перемещаемого объема, конечно, уменьшится. Учитывая данное обстоятельство, следует в процессе регулирования предусматривать некоторый запас перемещаемых объемов воздуха в каждом сечении, общем для двух или нескольких воздуховодов. Регулирование при помощи диафрагм возможно только при соблюдении надежно транспортирующих скоростей воздуха.

Регулирование объемов, перемещающихся в воздуховодах, присоединенных непосредственно к оборудованию, следует вести, изменяя расположение регулировочных клапанов, если они имеются в машине, но не устанавливая диафрагмы в воздуховоде. О необходимости частичного прикрытия регулирующих клапанов машины должны быть сделаны отметки в эксплуатационном паспорте установки.

Первое регулирование надо считать предварительным, после чего проводят в таком же порядке второе, окончательное, регулирование. Во время этой операции регулировочные диафрагмы надежно закрепляют в найденных положениях, а рабочее положение регулировочных клапанов машин отмечают знаком *Р* на секторах управления ими.

Эффективность вентиляционных установок предприятия в заключение проверяют при пуске всего оборудования по крайней мере на сутки, когда оно непрерывно и бесперебойно работает с проектной производительностью.

Объемы воздуха, фактически отсасываемые от оборудования во время заключительной проверки, не должны отличаться от проектных более чем на $\pm 10\%$ по каждому участку сети и по установке в целом. Отклонения в сторону уменьшения отсасываемых объемов, превышающие 10%, допустимы для аспирируемого оборудования лишь в тех случаях, когда в течение месячного периода эксплуатации доказано отсутствие выделений пыли в помещение и конденсации влаги в холодное время года на внутренних поверхностях машин.

4. Паспортизация вентиляционных установок, т. е. составление и оформление эксплуатационно-технических паспортов. Наряду с формой паспорта, предусматриваемой инструкцией, приводится далее рекомендуемая нами форма.

После проведения перечисленных работ составляют акт сдачи-приема о проделанной работе, прилагая к акту паспорта установок.

В акте сдачи-приема должны быть указаны:

— спецификация смонтированного оборудования, соответствие его утвержденному проекту установок и техническим условиям заводов-изготовителей либо ГОСТ.

— заключение о достоинствах и недостатках проекта, обоснованное данными приемо-сдаточных испытаний вентиляционных установок;

— перечень допущенных в процессе монтажа отклонений от проекта и целесообразность их;

— оценка качества монтажа вентиляционных установок по результатам осмотра и заключительных испытаний;

— фактическая стоимость смонтированных вентиляционных установок и сопоставление ее со сметной стоимостью.

При заключительной проверке обязательны определение коэффициента очистки воздуха пылеотделителями и соответствие санитарно-гигиеническим нормам степени чистоты воздуха в производственных помещениях. Наряду с этим необходимо определить степень загрузки, коэффициенты полезного действия и коэффициенты мощности электродвигателей, приводящих в движение вентиляторы.

Если приемочные испытания были произведены в теплый период, то в течение первого же года эксплуатации обязательно проведение под руководством технического персонала предприятия повторных испытаний в холодный период при наличии устойчивой отрицательной температуры наружного воздуха, характерной для зимнего времени в данном пункте. Цель этих испытаний — выявить и устранить возможные недостатки в работе вентиляционных установок, связанные с изменением метеорологических условий; при рециркуляции воздуха эти испытания крайне необходимы в связи с изменениями, вызываемыми рециркуляцией.

При проведении испытаний вентиляционных установок желательно определять запыленность воздуха, а также наружные и внутренние метеорологические условия:

— барометрическое давление, температуру и относительную влажность и запыленность наружного воздуха, кроме того, на каждом этаже в нескольких характерных точках его на высоте 1,5÷2 *м* от пола и на расстоянии не менее 1 *м* от наружных стен и отопительных приборов;

— величину разрежения либо избыточного давления (подпор) в здании, измеряемого при выводе шланга микроманометра в защищенное от ветра место;

— температуру, влажность и запыленность воздуха до и после пуска через матерчатые фильтры, промывные камеры и гравийные колонки.

Измерения эти следует проводить несколько раз во время испытаний через каждые 3—4 часа.

Потери давления во всасывающих фильтрах, а также объемы воздуха, подаваемые и выводимые из них, желательно определять последовательно в период встряхивания каждой секции, а также в период одновременной работы всех секций фильтра, сбросив приводной ремень на несколько минут.

На основе полученных при испытаниях данных необходимо исчислить следующие величины:

1. В качестве характеристики герметичности сети — присос воздуха во всасывающей линии ($\overline{Q}_{пр.с}$) и утечку его из нагнетающей линии ($Q_{ут.с}$), а также присосы воздуха во всасывающем фильтре ($c_ф$)

последовательно при встряхивании каждой секции и одновременной работе всех секций:

$$Q_{\text{пр.с}} = \left(\frac{Q_{\text{в}}}{\sum Q_{\text{м}}} - 1\right)100\%, \quad Q_{\text{ут.с}} = \left(\frac{Q_{\text{в}}}{Q_{\text{ух}}} - 1\right)100\%;$$

$$c_{\text{ф}} = \left(\frac{Q_{\text{ф.у}}}{Q_{\text{ф.п}}} - 1\right)100\%,$$

где $Q_{\text{в}}$ $м^3/час$ — объем воздуха, фактически перемещаемого вентилятором, если всасывающий воздуховод присоединен непосредственно к нему;

$\Sigma Q_{\text{м}}$ $м^3/час$ — суммарный объем воздуха, аспирируемого непосредственно от оборудования;

$Q_{\text{ух}}$ $м^3/час$ — объем воздуха, фактически уходящего из сети в атмосферу;

$Q_{\text{ф.п}}$ и $Q_{\text{ф.у}}$ $м^3/час$ — средний объем воздуха, поступающего в фильтр и уходящего из него, соответственно при встряхивании одной секции или одновременной работе секций.

2. Средняя скорость фильтрации воздуха ($v_{\text{ф}}$ $м/час$) через ткань матерчатого фильтра (площадь ткани определяют обмером), средняя скорость движения воздуха при входе его в центробежный пылеотделитель либо распределительное устройство группового циклона.

3. Коэффициент очистки воздуха пылеотделителем ($\eta_{\text{п}}$).

4. Коэффициент полезного действия вентилятора ($\eta_{\text{в}}$). Если измерения мощности, потребной для привода в движение вентилятора, почему либо затруднены, то, ориентируясь на средний объем воздуха, перемещаемый вентилятором в единицу времени, и развиваемое им давление, можно определить $\eta_{\text{в}}$ по паспортной характеристике данного вентилятора.

По результатам указанных испытаний может быть оценена технико-экономическая и санитарно-гигиеническая эффективность работы смонтированной вентиляционной установки; кроме того, должны быть разработаны конкретные организационно-технические мероприятия, направленные на устранение выявленных дефектов и достижение технически и экономически целесообразного соответствия между производительно аспирируемыми объемами воздуха и общим объемом воздуха, перемещаемым вентилятором.

По программе, аналогичной приемо-сдаточным испытаниям, 2 раза в год производят плановые испытания, причем 1 раз обязательно после проведения годового ремонта предприятия. Программу целевых контрольных испытаний вентиляционных установок надо разрабатывать специально, применительно к конкретным обстоятельствам, в направлении установления и устранения причин недостатков в работе вентиляции, обнаруженных в период эксплуатации.

74. ПРИБОРЫ ДЛЯ ИСПЫТАНИЯ ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ УСТАНОВОК И КОНТРОЛЯ МЕТЕОРОЛОГИЧЕСКИХ УСЛОВИЙ В ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ПОМЕЩЕНИЯХ

Для проведения измерений необходимо, чтобы предприятия были оснащены контрольно-измерительными приборами, краткий перечень которых приведен в табл. 16.

Таблица 16

Измерительная аппаратура для испытания вентиляционных установок и контроля метеорологических условий в производственных помещениях

Наименование прибора	Назначение прибора	Область показаний прибора
1	2	3
Пружинный барометр-анероид	Прямое и абсолютное измерение атмосферного давления	600÷790 *мм* рт. ст.
Ртутный либо спиртовой термометр (прямой или угловой)	Прямое и абсолютное измерение температуры воздуха	—30÷+100°С
Психрометр	Косвенное и абсолютное измерение относительной влажности воздуха	10÷100%
Динамический анемометр: —крыльчатый —чашечный	Косвенное и абсолютное измерение скорости движения воздушных потоков в помещении и при выводе их из воздуховодов в атмосферу	0,5÷5 *м/сек* 3÷50 *м/сек*
Секундомер	—	—
Набор пневмометрических трубок МИОТ ВЦСПС длиной 300÷1500 *мм* с комплектом толстостенных трубок $d_{вн}$=4÷5 *мм* из мягкой вулканизированной резины и тройниками для соединения резиновых трубок	Приемник при измерении микроманометрами полного, статического и динамического давлений воздуха ($H_о$, $H_{ст}$ и $H_д$)	—
Манометры: —жидкостный *U*-образный манометр или вертикально-чашечный типа МВО-400	Прямое и абсолютное измерение полного, статического и динамического давлений воздуха	до 400 *кГ/м²*
—тягомер завода Точизмеритель	Косвенное и абсолютное определение скорости и объема воздуха, перемещающегося в воздуховодах	до 50±1,25 *кГ/м²*
—микроманометр с наклонной трубкой типа ЦАГИ или типа МФУ		при $\gamma_{сп}$=0,8 *Г/см³* до 160 *кГ/м²* или до 100 *кГ/м²*
Ареометр	Прямое и абсолютное определение удельного веса спирта	0,75÷1,00 *Г/см³*

Продолжение

Наименование прибора	Назначение прибора	Область показаний прибора
1	2	3
Пылезаборная трубка с комплектом резиновых и полуэбонитовых трубок и тремя микроманометрами: —для контроля равенства скоростей воздуха в пылезаборной трубке и в воздуховоде; —для определения статического давления в воздуховоде; —для определения по перепаду давлений в измерительной диафрагме объема воздуха, просасываемого через бумажный фильтр	Косвенное и абсолютное весовое определение запыленности воздуха фильтрационным методом ОТИС в воздуховодах и в производственных помещениях Косвенное и абсолютное определение эффективности работы пылеотделителя	—
Дисковый бумажный фильтр	—	—
Измерительные диафрагмы	—	—
Сушильный шкаф и аналитические весы	—	—
Счетчик оборотов с тремя съемными наконечниками	Косвенное и абсолютное измерение числа оборотов в минуту рабочего колеса вентилятора и ротора электродвигателя	до 5000 об/мин.
Шестишкальный тахометр с тремя съемными наконечниками и дисковым роликом	Прямое и абсолютное измерение числа оборотов в минуту рабочего колеса вентилятора и ротора электродвигателя	25÷30 000 об/мин.
Комплект малогабаритных электроизмерительных приборов типа КМП	Прямое и абсолютное измерение напряжения, силы тока, загрузки электродвигателя. Косвенное и абсолютное определение коэффициента полезного действия и коэффициента мощности электродвигателя	напряжение до 500 *в*, сила тока до 50 *а*
Велосипедный насос и набор струн	Продувание и прочистка пневмометрических и пылезаборных трубок	—

Требующееся количество приборов определяется характером, планируемым объемом и одновременностью испытаний. Основные сведения о методике применения этих приборов, за исключением барометров, термометров и психрометров, приведены в главах IV, 13 и V, 15, 16, 18.

Для измерения атмосферного давления в пределах 600÷790 *мм* рт. ст. применяют пружинный барометр-анероид. При пользовании им следует алгебраически прибавлять к его показаниям указываемые в удостоверении поправки, выведенные относительно нормального барометра Главной геофизической лаборатории (поправку шкалы, поправку для приведения показаний к 0° и добавочные поправки). Правильность действия барометра-анероида нужно проверять периодически в специальной лаборатории Комитета по делам мер и измерительных приборов при Совете Министров СССР.

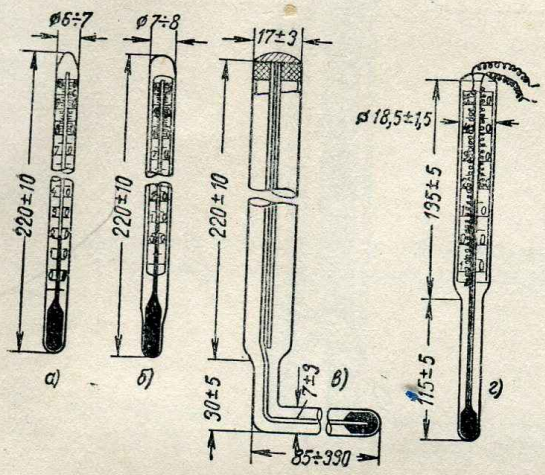


Рис. 207. Технические термометры:
а—палочный; *б*—со вложенной шкалой; *в*—угловой; *г*—контактный

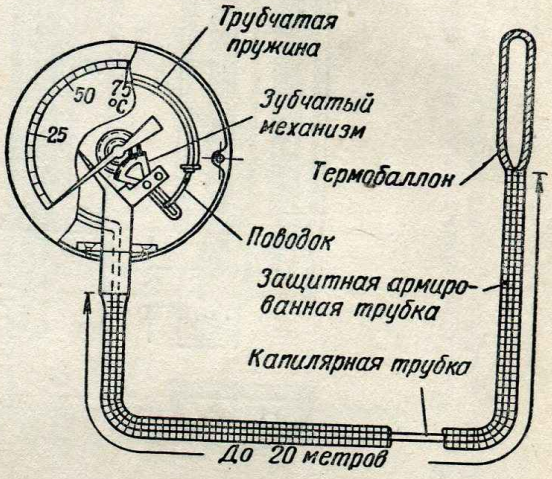


Рис. 208. Схема наполненного жидкостью манометрического термометра с трубчатой пружиной

Для специальных исследований и непрерывных наблюдений за атмосферным давлением может быть применен барометр с пишущим механизмом (барограф), а для измерения температуры воздуха — жидкостный либо манометрический термометр с отсчетом в градусах международной термодинамической температурной шкалы.

Технические жидкостные термометры (рис. 207) по своей конструкции могут быть разделены на два основных типа: палочные со шкалой, нанесенной непосредственно на наружной поверхности толстостенного капилляра, и со шкалой, вложенной в стеклянную оболочку сзади капилляра.

Для контроля и электросигнализации о предельной температуре воздуха, возвращаемого на рециркуляцию в производственные помещения, может быть использован дистанционный термометр со впаянными в капилляр в определенных точках шкалы одним или двумя металлическими контактами.

Чтобы измерять температуру воздуха, перемещающегося в воздуховоде, термометр нужно пропускать вертикально через резиновую либо корковую пробку; ее заделывают в специально подготовленное отверстие в воздуховоде так, чтобы резервуар с ртутью находился в центральной части трубы. Показания температуры следует снимать лишь после того, как полностью прекратится перемещение жидкости в капилляре.

В ртутном или спиртовом столбике возможны разрывы, приводящие к нарушению правильности действия прибора. Для устранения этого недостатка необходимо осторожно нагревать резервуар термометра в воде

с температурой, не превышающей верхнего предельного показания шкалы, до соединения частей разорванного столбика.

Измерение температуры воздуха манометрическим или пружинным термометром (рис. 208) основано на температурном изменении давления рабочей жидкости, заполняющей герметически замкнутую систему: термобаллон, гибкую капиллярную трубку и трубчатую пружину. Жидкостный манометрический термометр, в котором рабочей жидкостью служит

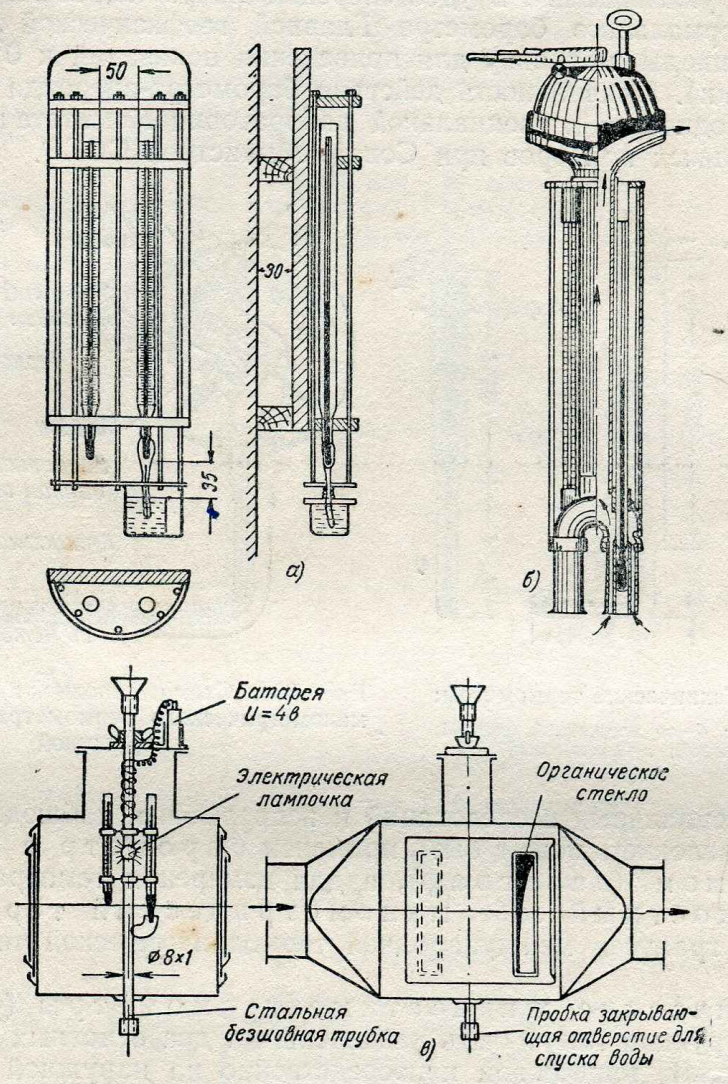


Рис. 209. Типы психрометров и способы их установки:

а—установка психрометра на стене или на колонне; *б*—аспирационный психрометр с пружинным заводом; *в*—установка психрометра в воздуховоде

метиловый спирт, позволяет измерять температуру воздуха в пределах $-46 \div +150°$ с погрешностью, не превышающей $\pm 2\%$ от максимального значения шкалы (при условии защиты термобаллона от действия лучистой энергии).

Для специальных исследований и непрерывной автоматической записи температуры можно применить термометр с пишущим механизмом (термограф).

Относительную влажность воздуха в производственных помещениях и в воздуховодах определяют обычными либо аспирационными психрометрами (рис. 209).

С достаточной степенью точности параметры влажного воздуха — относительную влажность воздуха ($\varphi\%$), удельное влагосодержание

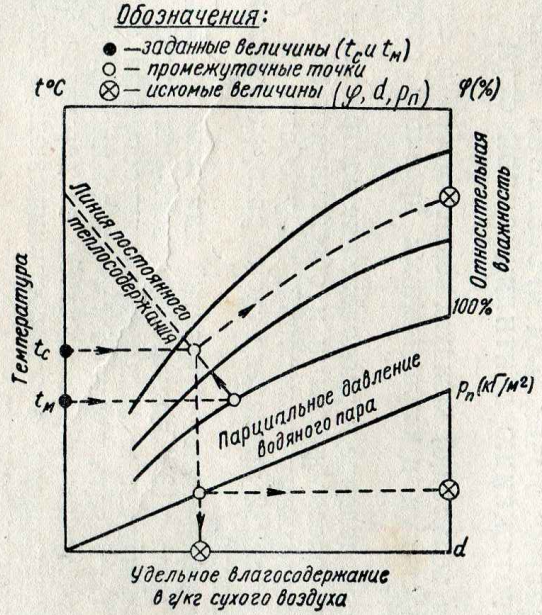


Рис. 210. Схема применения диаграммы *i-d* для нахождения физического состояния влажного воздуха по показаниям психрометра

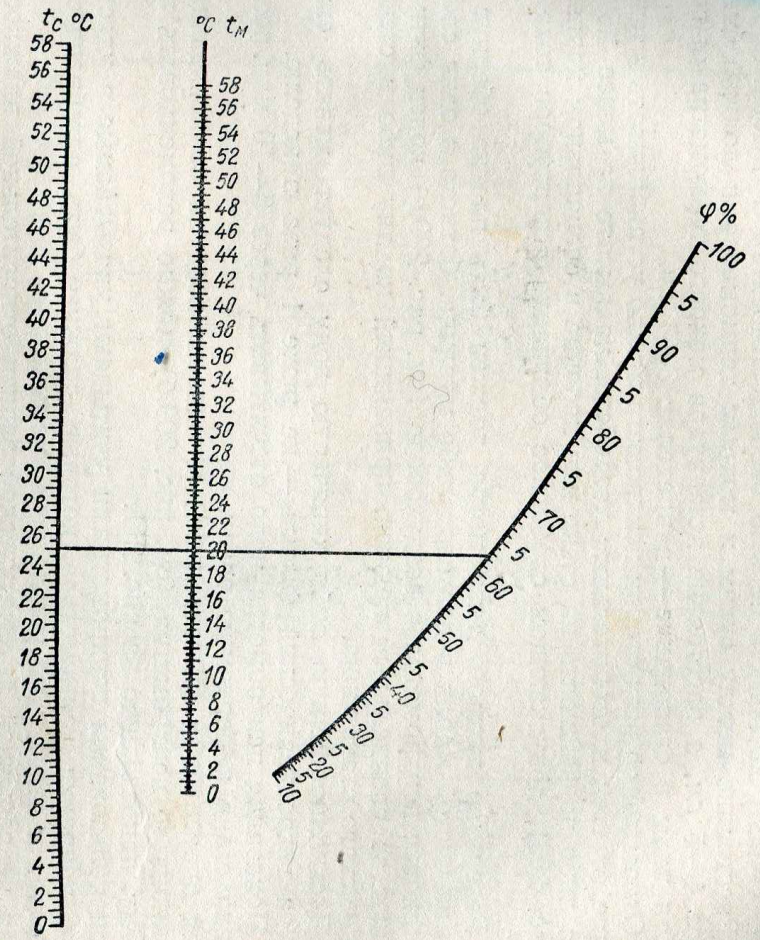


Рис. 211. Номограмма для определения относительной влажности воздуха по показаниям аспирационного психрометра

(d *г/кг* сухого воздуха), парциальное давление водяных паров ($p_п$ *кГ/м²*) — можно графически определять по показаниям сухого и мокрого термометров, пользуясь диаграммой i-d. Порядок нахождения этих параметров наглядно показан на рис. 210.

Для нормального действия психрометра необходимо соблюдать ряд условий, к числу которых в первую очередь относятся следующие:

1. Расстояние между сухим и мокрым термометрами должно быть не менее 4—5 *см*, а расстояние резервуара мокрого термометра от поверхности воды в стаканчике — в пределах 3—4 *см*.

2. Открытый со всех сторон психрометр нужно устанавливать в тени, подальше от стен и отопительных устройств, на высоте не менее 1,5 *м* от пола либо подвешивать на стене или колонне в специальном каркасе (см. рис. 209), допускающем свободное обдувание резервуаров токами воздуха.

3. Резервуар мокрого термометра должен быть плотно обернут в фитиль из чистой марли в два слоя либо муслина, батиста в один слой; при установке психрометра в воздуховоде (см. рис. 209,*в*) конец фитиля зацепляют за специальный крючок, припаянный ко дну либо к стенке металлического стаканчика.

4. Дестиллированную либо кипяченую воду следует менять ежедневно, а гигроскопический фитиль — не реже 1 раза в неделю.

5. Показания психрометра надо отсчитывать через 8—10 мин. после установки его в измеряемую среду.

Для определения относительной влажности воздуха по показаниям аспирационного психрометра (см. рис. 209,*б*) можно рекомендовать номограмму, приведенную на рис. 211.

При пользовании психрометрами учитывают указываемые в удостоверении поправки термометров, которые должны быть алгебраически прибавлены к отсчету по шкале термометра.

Для непрерывной автоматической записи относительной влажности воздуха может быть применен гигрометр с пишущим механизмом (гигрограф).

75. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ТОЧЕК ДЛЯ ПРОВЕДЕНИЯ ИЗМЕРЕНИЙ ПО ПРОТЯЖЕНИЮ ВЕНТИЛЯЦИОННОЙ СЕТИ

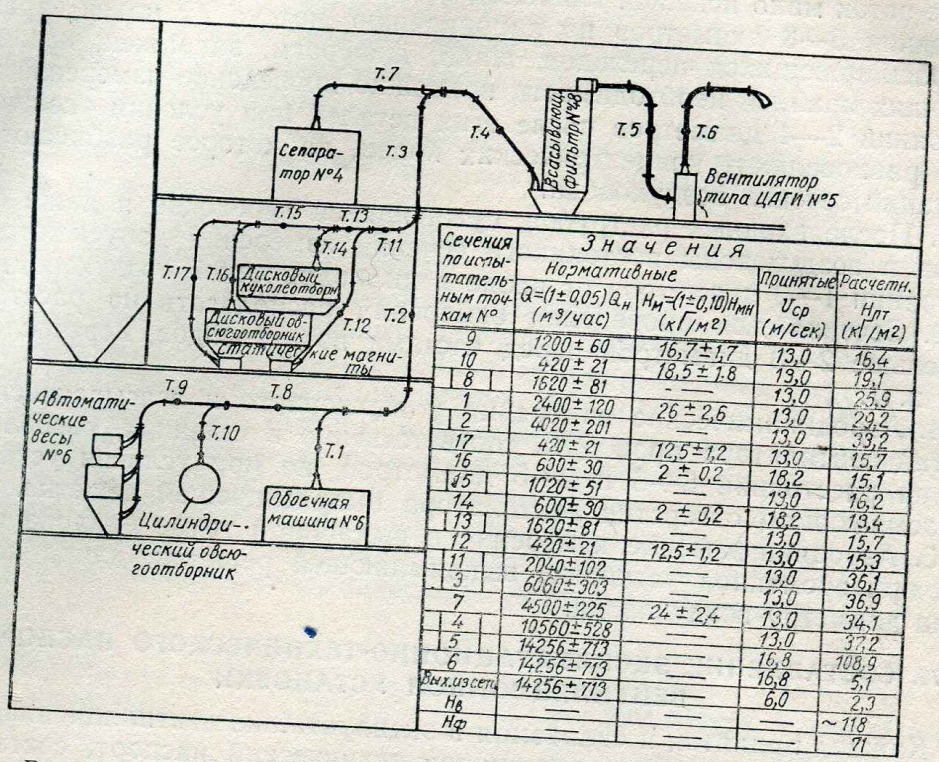
Для проведения испытаний каждую вентиляционную сеть оснащают специальными отверстиями в определенных проектом сечениях воздуховода.

Количество, распределение и расположение контрольных точек должны быть технически целесообразными и обеспечивать возможность проведения всех испытательных измерений, их удобство и безопасность. В виде примера на рис. 212 приведена схема распределения контрольных точек вдоль воздуховода.

Конструктивное оформление отверстий для измерений вентиляционных воздуховодов (рис. 213) должно удовлетворять ряду требований; главными из них являются: высокая герметичность при заглушивании; возможность легко вскрывать их; удобство ввода пневмометрической или пылезаборной трубки таким образом, чтобы ее державка была перпендикулярна к оси воздуховода, а ось воспринимающей давление головки — параллельна потоку воздуха.

В испытательных сечениях воздуховода при диаметре его более 200 *мм* делают два отверстия, геометрические оси которых должны быть взаимно перпендикулярны.

При разработке схемы испытания и размещении испытательных точек на воздуховодах необходимо руководствоваться следующими соображениями:



Сечения по испытательным точкам №	Значения			
	Нормативные		Принятые	Расчетн.
	$Q=(1\pm0{,}05)Q_н$ (м³/час)	$H_м=(1\pm0{,}10)H_{мн}$ (кГ/м²)	$U_{ср}$ (м/сек)	$H_{лт}$ (кГ/м²)
9	1200 ± 60	16,7 ± 1,7	13,0	16,4
10	420 ± 21	18,5 ± 1,8	13,0	19,1
8	1620 ± 81	—	13,0	25,9
1	2400 ± 120	26 ± 2,6	13,0	29,2
2	4020 ± 201	—	13,0	33,2
17	420 ± 21	12,5 ± 1,2	13,0	15,7
16	600 ± 30	2 ± 0,2	18,2	15,1
15	1020 ± 51	—	13,0	16,2
14	600 ± 30	2 ± 0,2	18,2	13,4
13	1620 ± 81	—	13,0	15,7
12	420 ± 21	12,5 ± 1,2	13,0	15,3
11	2040 ± 102	—	13,0	36,1
3	6060 ± 303	—	13,0	36,9
7	4500 ± 225	24 ± 2,4	13,0	34,1
4	10560 ± 528	—	13,0	37,2
5	14256 ± 713	—	16,8	108,9
6	14256 ± 713	—	16,8	5,1
Вых. из сети	14256 ± 713	—	6,0	2,3
$H_в$	—	—	—	~ 118
$H_ф$	—	—	—	71

Рис. 212. Схема распределения контрольных точек по длине воздуховодов вентиляционной сети

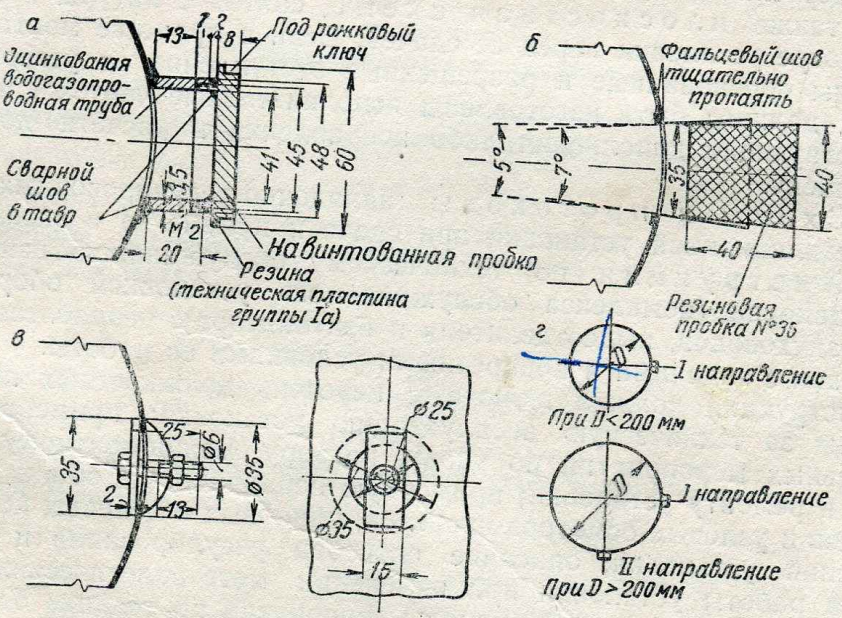


Рис. 213. Конструктивное оформление и расположение отверстий для измерений вентиляционных воздуховодов:

а—с винтовой пробкой; *б*—с резиновой пробкой; *в*—с затяжкой болтом; *г*—расположение отверстий в воздуховодах большого и малого диаметров

1. Проводить аэродинамические измерения и отсасывание запыленного воздуха только в прямолинейных воздуховодах и в таких сечениях их, где поток мало искажен влиянием фасонных деталей, т. е. хотя бы на расстоянии 5—8 диаметров по направлению потока от колен, тройников, расширяющихся переходов, шайб, диафрагм, задвижек, клапанов. В случаях крайней необходимости возможно проведение измерений и на расстоянии 2—4 диаметров после этих деталей при условии увеличения числа равновеликих концентрических колец, на которое разбивают при испытании сечение воздуховода.

2. После входных раструбов, сужающихся переходов и даже после входов в воздуховоды постоянного сечения измерения допускаются на расстоянии 1—3 диаметров от входа в цилиндрический воздуховод.

3. Сечения для проведения измерений располагать на расстоянии не меньше 2—3 диаметров перед частями воздуховодов, перечисленными в п. 1.

4. Аэродинамические измерения у выхлопного и всасывающего отверстий вентилятора проводить соответственно в сечениях, расположенных на расстоянии 5÷6 и 2÷3 диаметров, но при условии установки у всасывающего отверстия вентилятора выпрямляющей решетки.

5. Аэродинамические измерения в выхлопной трубе циклона проводить при временной установке выпрямляющей решетки, длина которой равна диаметру воздуховода.

76. СОСТАВЛЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННО-ТЕХНИЧЕСКОГО ПАСПОРТА ВЕНТИЛЯЦИОННОЙ УСТАНОВКИ

Каждая принятая и сдаваемая в эксплуатацию вентиляционная установка должна иметь эксплуатационно-технический паспорт, составными и неотъемлемыми частями которого, кроме общих технических данных, являются следующие приложения:

1. Утвержденный проект вентиляционной установки с рабочими чертежами, монтажными схемами и расчетно-пояснительной запиской, а также плоскостная схема, снятая с натуры при наружном осмотре установки перед ее сдачей. Если в процессе монтажа были допущены обоснованные и разрешенные отступления от утвержденного проекта, должны быть изготовлены исполнительные чертежи и внесены соответствующие дополнения либо исправления в расчетно-пояснительную записку.

2. Схемы и протоколы наладочно-регулировочных испытаний вентиляционной установки при сдаче и приеме ее в эксплуатацию.

3. Инструкция по техническому обслуживанию вентиляционной установки (комплекса обслуживаемого установкой оборудования, сети воздуховодов, пылеотделителя и вентилятора), разработанная в соответствии с задачами и конкретными условиями ее работы.

Инструкция должна включать: перечень должностных лиц, ответственных за техническую эксплуатацию установки; примерную схему нормальных мероприятий по уходу, надзору, межремонтному обслуживанию и ремонту установки; примерную периодичность общих наружных осмотров и узловых осмотров-проверок, плановых и целевых контрольных испытаний установки; описание способов регулирования и измерения режима работы установки при изменении метеорологических условий; перечень основных специфических мероприятий по технике безопасности и пожаро-взрывной безопасности при эксплуатации установки.

4. Кинематическая схема установки с техническими данными о всех деталях, передающих движение.

5. Электрическая схема установки с техническими данными о системе тока, типе и мощности электродвигателя, способе соединения его обмоток, числе оборотов ротора в минуту, к. п. д. и $\cos\varphi$ электродвигателя при номинальной нагрузке; данные о питающих, заземл-

ляющих либо зануляющих проводниках, коммутационной и контрольно-измерительной аппаратуре.

6. Конструктивные и сборочные чертежи главнейших узлов и базовых деталей; перечень и срок службы сменных деталей; перечень и характеристика стандартных крепежных и установочных деталей, шарикоподшипников.

7. Карта смазки установки с указанием мест смазки, способа и периодичности ее, наименования и марки смазочного материала, нормы расхода последнего.

8. Технические данные о фундаментах, подкладных, вибро- и звукоизолирующих рамах.

В тех случаях, когда проводят реконструкцию предприятия, коренное изменение технологического процесса либо коренное изменение режима работы машин, присоединенных к аспирационной сети, и в связи с этим реконструируют вентиляционную установку, все изменения должны быть обязательно указаны в паспорте в виде дополнений к нему с приложением необходимых обоснований, чертежей, схем и расчетов.

Форма паспорта приложена к инструкции по наладке, регулированию и паспортизации вентиляционных установок, утвержденной Министерством заготовок СССР. Наряду с этим ниже приведена более полная форма эксплуатационно-технического паспорта вентиляционной установки.

Министерство _____

Главное управление _____

Трест _____

Мельница № _____

Цех _____

Хранится в отделе главного механика

Экземпляр № _____

(общее количество _____ экз.)

Эксплуатационно-технический паспорт вентиляционной установки

№ _____

I. Общие сведения об установке

1. Назначение установки _____
2. Наименование организации, выполнившей проект _____
3. Дата выполнения проекта _____
4. Авторы проекта _____
5. Наименование организации и фамилия должностного лица, утвердившего проект для исполнения _____
6. Архивные номера { чертежей проекта _____; расчетно-пояснительной записки _____; сметы к проекту _____
7. Наименование организации, производившей строительно-монтажные работы _____
8. Установка принята в эксплуатацию „_____“ _____ 195_____ г комиссией в составе _____
(должность, фамилия, имя и отчество)
_____
на основании данных регулировочно-наладочных испытаний, произведенных на холостом ходу и при загрузке оборудования
9. Общая стоимость установки (стоимость оборудования, строительно-монтажных работ, пропуска и наладки):
а) по смете _____ руб.; б) фактически _____ руб.
10. Дополнительные сведения, особенности и примечания _____
_____
_____

II. Основные технические данные об установке

№ п/п.	Основные технические данные	Пылеотделитель		Вентилятор
		матерчатый	центробежный	
1	Наименование			
2	Завод-изготовитель			
3	Тип, серия, марка и порядковый заводской номер			
4	Год выпуска			
5	Инвентарный номер			
6	Место установки			
7	Краткая техническая характеристика	Тип и марка фильтр. ткани _____	Диаметр циклона _____ *мм*	Диаметр всасывающего отверстия _____ *мм*
		Возможные заменители фильтр. ткани	Диаметр выхлопной трубы _____ *мм*	Диаметр рабочего колеса _____ *мм*
		Площадь фильтр. ткани _____ $м^2$	Диаметр пылевыводящего патрубка _____ *мм*	Диаметр вала _____ *мм*
		Размеры рукавов $d=$___, $h=$___ *мм* Число рукавов в секции и в фильтре $m=$___, $\Sigma m=$_____	Высота: а) цилиндрич. части _____ *мм* б) конической части _____ *мм*	Ширина рабочего колеса _____ *мм*
		Периодичность включения рукавной секции для встряхивания и продувания _____	Способ подвода воздуха в циклон _____ Способ вывода пыли из циклона _____	Тип лопаток и число их _____ Размеры выходного отверстия _____ $мм^2$ Дополнительные данные _____
		Способ очистки рукавов от пыли _____	Групповой циклон: а) способ раздачи воздуха _____	
		Дополнительные данные _____	б) способ вывода воздуха _____	
			Дополнительные данные _____	
8	Число оборотов приводного шкива в минуту		—	
9	Максимально допустимое число оборотов, исходя из условия прочности колеса	—	—	

Продолжение

№ п/п.	Основные технические данные	Пылеотделитель		Вентилятор
		матерчатый	центробежный	
10	Направление вращения (со стороны привода)		—	
11	Способ привода в движение		—	
12	Число оборотов в минуту:			
	а) электродвигателя		—	
	б) трансмиссии		—	
13	Размеры шкива ($D \times b \times d$) *мм*:			
	а) ведомого		—	
	б) ведущего		—	
14	Технические данные о гибкой передаче (плоской, клиновой)			

Примечание. Технические данные такого же характера должны быть приведены и о других имеющихся элементах вентиляционной установки (грави-
вийные колонки, калориферы, промывные камеры).

Паспорт составил _____ (подпись)
(указать занимаемую должность)

«____» _____ 195 г.

Ответственный за техническую эксплуатацию установки

_____ (подпись)

«____» _____ 195 г.

III. Приложения, являющиеся неотъемлемыми составными частями паспорта:

1. _____
2. _____
3. _____

Содержание приложений 1÷8 указано выше

8. _____

IV. Лист для записи результатов проверки технологической эффективности машин, включенных в аспирационную сеть _____

V. Лист для краткой записи объема произведенных ремонтных работ и их стоимости _____

VI. Лист для записи внесенных и выполненных предложений по рационализации и усовершенствованию вентиляционной установки _____

ГЛАВА XVIII

ТЕХНИЧЕСКАЯ ЭКСПЛУАТАЦИЯ ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ УСТАНОВОК

77. ОРГАНИЗАЦИЯ ЭКСПЛУАТАЦИИ ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ УСТАНОВОК

Рационально поставленная техническая эксплуатация вентиляционных установок предполагает максимально эффективное использование отсасываемых объемов воздуха с минимальным расходом энергии на его перемещение. Обязательными требованиями при этом являются достижение наиболее высоких технико-экономических показателей работы оборудования, обслуживаемого вентиляционными установками, и создание наилучших санитарно-гигиенических условий на предприятии и смежной с ним территории.

Ответственность за эксплуатацию вентиляционных систем возлагается приказом директора предприятия на специальных работников, назначаемых из числа инженеров и техников. Эти работники обязаны обеспечить:

— бесперебойную и высокоэффективную работу подконтрольных им вентиляционных установок, воздушно-сепарирующих, герметизующих и пылеограждающих элементов присоединенного к сети технологического, транспортного и другого оборудования;

— разработку и контроль осуществления действенных мероприятий, направленных на борьбу с присосами и утечкой воздуха;

— разработку технической и сметно-финансовой документации, необходимой для планирования, правильной организации и ведения ремонта оборудования вентиляционных установок;

— создание технически и экономически целесообразного неснижаемого запаса сменных деталей для вентиляционного оборудования;

— планомерное осуществление текущего ухода, очистки от отложений пыли, межремонтного обслуживания и планово-периодического ремонта вентиляционного и аспирируемого оборудования;

— полную и достаточно постоянную во времени загрузку электродвигателей, обслуживающих вентиляционные установки, в целях экономии электроэнергии и поддержания коэффициента мощности ($\cos \varphi$), соответствующего типу токоприемников;

— всемерное сокращение и недопущение непроизводительного расхода энергии из-за повышения аэродинамического сопротивления отдельных элементов системы, а также расходования энергии приводами вентиляторов и пылеотделителей, обслуживающих полностью либо частично выключаемое из работы аспирируемое оборудование; особое внимание должно быть обращено на ликвидацию потерь этого рода при эксплуатации вентиляционных установок элеваторов и комбикормовых заводов;

— безопасную эксплуатацию вентиляционных установок и осуществление профилактических мероприятий в области охраны труда, техники безопасности и пожаро-взрывной безопасности; конструирование и выполнение защитных и оградительных устройств и приспособлений; проведение испытаний, вызываемых требованиями охраны труда, технологическими и энергетическими соображениями; осуществление мероприятий, предусматриваемых требованиями технической инспекции профессионального союза, санитарной инспекции органов здравоохранения и государственного пожарного надзора;

— ведение эксплуатационно-технического журнала и паспортов вентиляционных установок;

— внедрение новой техники, разработку и реализацию рационализаторских и изобретательских предложений, способствующих повышению эффективности и экономичности работы вентиляционных установок;

— систематическое обучение и повышение квалификации эксплуатационного персонала, периодическую проверку знаний ими правил и должностных инструкций по техническому обслуживанию вентиляционных установок, определяющих порядок пуска в ход и остановки, ухода и надзора, управления и контроля, регулирования и наладки, технических условий проведения осмотров-проверок, ревизий и ремонта вентиляционных систем.

На всех предприятиях мукомольно-крупяной и комбикормовой промышленности, а также на элеваторах специальным приказом директора должны быть прикреплены рабочие для ответственного обслуживания вентиляционных установок и своевременного их ремонта.

Следует подчеркнуть, что наличие на предприятии специального лица, ведающего эксплуатацией вентиляционных установок, повышает ответственность начальников соответствующих производственных цехов и подчиненного им персонала за бесперебойную и высокоэффективную работу цеховых вентиляционных установок.

78. ТЕХНИЧЕСКАЯ ЭКСПЛУАТАЦИЯ ОБОРУДОВАНИЯ, ОБСЛУЖИВАЕМОГО ВЕНТИЛЯЦИОННЫМИ УСТАНОВКАМИ

Эффективность работы вентиляционных установок в значительной степени зависит от состояния оборудования, обслуживаемого этими установками, и культурного ухода за ним.

Недостатки аспирации выражаются:

— в повышенных выделениях пыли оборудованием;

— в конденсации влаги внутри него;

— в низком технологическом эффекте машин, использующих воздушные потоки для осуществления технологических процессов.

Основными причинами этих недостатков в той части, в какой они связаны с состоянием аспирируемого оборудования, являются — недостаточная эффективность использования аспирируемых объемов воздуха и повышенное или недостаточное аэродинамическое сопротивление аспирируемого оборудования.

В связи с первой причиной необходимо отметить, что следует отличать производительно аспирируемый объем воздуха ($Q_{п.а}$) от общего объема воздуха ($Q_о$), перемещаемого в воздуховоде, присоединенном к оборудованию. Производительно аспирируемым объемом следует считать объем воздуха, отсасываемый непосредственно от рабочих каналов воздушных сепараторов и от огражденных кожухами зон пылеобразования и влаговыделения.

В процессе эксплуатации оборудования необходимо добиваться, чтобы производительно аспирируемый объем приближался к общему объему, т. е. чтобы $Q_о \approx Q_{п.а}$. Для этого требуется повседневная забота о так называемой герметизации оборудования, обслуживаемого вентиляционными установками, т. е. тщательное и немедленное устранение всех случайных неплотностей в наружных ограждениях оборудования, размеры которых выходят за пределы, предусмотренные конструкцией ограждений.

Непроизводительные присосы воздуха внутрь аспирируемого оборудования резко снижают эффективность его аспирации. Эти присосы обнаруживаются в самых различных частях оборудования и должны немедленно ликвидироваться в результате проведения следующих важнейших мероприятий:

— своевременной заделки всех случайных щелей в наружных ограждениях машин путем шпаклевки и другими способами;

— плотной пригонки к своим гнездам крышек смотровых люков, уплотнения их путем оклейки кромок мягкой ворсистой тканью и другими способами, не допускающими присосов воздуха;

— плотного прилегания к своим местам поворотных клапанов, выпускающих относы из осадочных камер, допускающего, однако, беспрепятственный вывод относов без переполнения камер;

— такой организации ввода воздуха в рабочие каналы воздушных сепараторов, чтобы весь объем его пронизывал поток зерна, подвергаемого очистке.

Недопустимо, например, поступление части аспирируемого объема воздуха поверх струи зерна, входящей в рабочий канал сепаратора. Учитывая это, необходимо в частности следить за тем, чтобы приемные ковши сепараторов и ситовеек, соединенные непосредственно с каналами для продувания зерна или с пространством, в котором господствует разрежение, во время работы были всегда заполнены хотя бы на половину своей высоты.

Что касается второй причины недостаточной эффективности вентиляционных установок — повышенного или недостаточного сопротивления аспирируемого оборудования, следует прежде всего указать на недопустимость необоснованного изменения конструкций приточных отверстий, предусмотренных заводом в машинах или проектом в пылеограждающих кожухах.

Повышение аэродинамического сопротивления сепараторов и аспирируемого оборудования, вызываемое чрезмерным сужением приточных отверстий и воздушных каналов внутри машин вследствие отложения в них пыли, приводит к значительному уменьшению аспирируемых объемов воздуха.

Чрезмерное снижение сопротивления воздуха при входе в аспирируемое оборудование, т. е. малая герметизация его, вызывает не только увеличение вредных присосов, но снижает разрежение внутри оборудования и приводит к выделению пыли наружу.

Таким образом, аэродинамическое сопротивление аспирируемого оборудования следует поддерживать при эксплуатации в некоторых определенных пределах. Оно не должно быть чрезмерно большим, чтобы не уменьшать отсасываемых объемов воздуха против нормированных и не снижаться до пределов, вызывающих выделения пыли наружу. Наименьшее сопротивление оборудования определяется минимальной величиной разрежения внутри него, равной $3 \div 5$ *кГ/м²* (для закромов, бункеров, ковшей, триеров, вальцевых станков и других пылевыделяющих машин, укрываемых пылезащитными кожухами).

Из этого представления об оптимальной величине сопротивления аспирируемого оборудования следует, что в тех случаях, когда при наличии нормированного отсоса воздуха наблюдаются все же выделения пыли, необходимо прежде всего принять меры, повышающие разрежение внутри пылевыделяющего оборудования. Эти меры заключаются в уменьшении поступления воздуха через подводящие и отводящие продукт самотечные трубы, всяческой герметизации оборудования; увеличение отсасываемого от данной точки объема воздуха допустимо только при условии, если действительно сделано все возможное в отношении герметизации, т. е. увеличения аэродинамического сопротивления.

Из этого же представления следует в некоторых случаях и обратный вывод: если технологический эффект машины, использующей воздушные потоки для осуществления технологических процессов, недостаточно высок из-за малого объема воздуха, отсасываемого от нее, требуется прежде всего уменьшить аэродинамическое сопротивление машины. Для этого проверяют наличие достаточной величины отверстий для ввода воздуха в машину, отсутствие отложений пыли в воздушных каналах машины, правильность расположения регулировочных заслонок в них и другие подобные этим обстоятельства, могущие увеличивать сопротивление машины. Лишь после понижения сопротивления машины до практически минимально возможной величины можно предпринимать,

в случае необходимости, другие меры с целью увеличения объема отсасываемого воздуха (увеличение сечения воздуховода, присоединенного к машине, уменьшение объемов воздуха, отсасываемых от других машин, включенных в ту же сеть, снижение сопротивления пылеотделителя, повышение числа оборотов вентилятора и т. п.).

Чрезмерное повышение аэродинамического сопротивления машины обусловливает не только уменьшение общего объема отсасываемого от нее воздуха, но и рост доли непроизводительных присосов вследствие повышения разрежения в ней.

В процессе эксплуатации оборудования, обслуживаемого вентиляционными установками, большое внимание надо уделять оперативному регулированию его воздушного режима.

Регулирующие клапаны должны надежно фиксироваться в любом заданном положении на всем диапазоне перемещения клапана. На внешней поверхности машины четко и аккуратно обозначают три положения регулирующего клапана: «закрыто» (*З*), «открыто полностью» (*О*) и «рабочее положение клапана» (*Р*), установленное, как указывалось, в процессе регулирования вентиляционной установки при нормальной работе оборудования под загрузкой. Отметка *Р* должна указывать, который диапазон возможных положений регулирующего клапана, зависящих от изменяющихся аэродинамических свойств засорителей зерна.

Размечая положение регулирующих клапанов, тщательно проверяют, действительно ли в положении *З* клапан полностью перекрывает воздушный канал, а в положении *О* также полностью открывает его.

Следует еще раз подчеркнуть, что положение *Р* должно совпадать с положением *О* или быть весьма близким к нему, хотя бы для одного из регулирующих клапанов машины, если их несколько. Исключение из этого правила допустимо лишь в том случае, если регулирующий клапан частично прикрыли во время приемо-сдаточного регулирования сети, вместо того, чтобы поставить диафрагму в воздуховоде, непосредственно присоединенном к машине, о чем должна быть сделана соответствующая отметка в паспорте установки.

Нельзя допускать, чтобы регулирующие клапаны на всех машинах, обслуживаемых данным вентилятором, были частично прикрыты. Это свидетельствует о полной неналаженности работы данной установки и о возможности уменьшения числа оборотов или размеров вентилятора при соответствующем этому уменьшению расходе энергии.

При остановке машины на длительный период (более 1—2 час.) желательно прекращать отсос воздуха от нее, обязательно проверяя при этом воздушный режим других машин. Выключение отсоса от остановленной машины недопустимо в том случае, если отсасываемый от нее объем воздуха относительно настолько велик, что это может привести к значительному снижению скорости его движения в последующих за данной машиной воздуховодах и забиванию их пылью.

Уменьшив или увеличив объем воздуха, отсасываемый от какой-либо одной машины, включенной в центральную сеть, необходимо немедленно проверить, как эти изменения сказались на других машинах: увеличение объема воздуха, отсасываемого от одной машины, вызывает уменьшение объемов воздуха, отсасываемых от других машин, включенных в ту же сеть; уменьшение объема вызывает обратный эффект.

Увеличение объема воздуха, отсасываемого от данной машины, если достоверно установлена необходимость в этом, т. е. если полностью устранены непроизводительные присосы воздуха внутрь машины, может быть достигнуто при центральной аспирации следующими способами:

— уменьшением сопротивления аспирируемой машины, если это не вызывает выделения пыли из нее;

— ликвидацией присосов воздуха в сети воздуховодов и во всасывающем фильтре, очисткой воздуховодов от отложений пыли;

— уменьшением объема воздуха, отсасываемого от других машин, включенных в данную вентиляционную сеть, если объемы эти являются излишними;

— увеличением диаметра всасывающего воздуховода, присоединенного к данной машине, упрощением его фасонных частей, уменьшением их сопротивления.

К такому мероприятию как повышение числа оборотов вентилятора следует прибегать в тех случаях, когда необходимо увеличивать отсасываемые объемы воздуха в каждой машине, включенной в данную сеть. Однако до увеличения числа оборотов вентилятора обязательно требуется свести к минимуму присосы воздуха не только во всей сети воздуховодов, но и во всасывающем фильтре, предельно уменьшая также потери давления в пылеотделителе и при выводе воздуха в атмосферу.

Лишь при условии, если все эти мероприятия не повысили отсасываемых объемов до требующейся величины, следует увеличить число оборотов вентилятора.

79. ТЕХНИЧЕСКАЯ ЭКСПЛУАТАЦИЯ ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ ВОЗДУХОВОДОВ

Уменьшение присосов воздуха в сеть и устранение утечек его из сети. Основные требования, предъявляемые к устройству и эксплуатации воздуховодов, сводятся в итоге к обеспечению перемещения в воздуховодах именно заданного объема воздуха, минимального, но достаточного для эффективной работы или аспирации оборудования, присоединенного к сети.

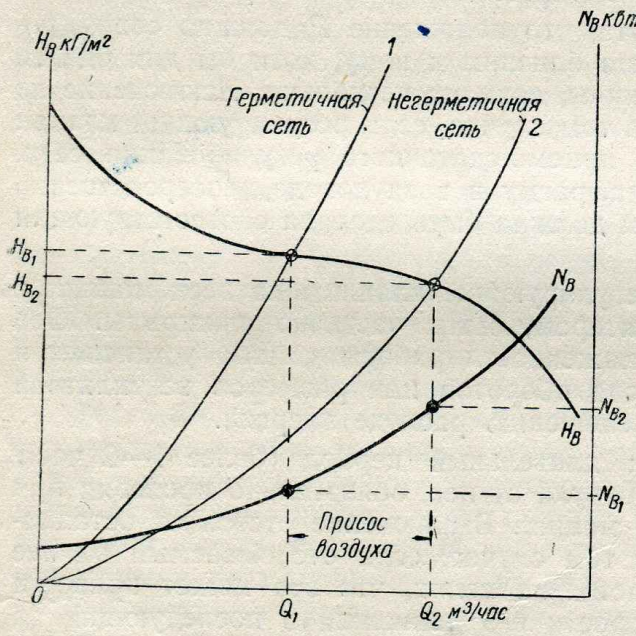


Рис. 214. Повышение мощности, потребляемой вентилятором, под влиянием непроизводительных присосов воздуха

В процессе эксплуатации сети воздуховодов надо прежде всего добиваться, чтобы величина общего объема воздуха, перемещаемого в сети, была возможно ближе к сумме величин производительно аспирируемых объемов воздуха. Для достижения этого, кроме соблюдения указанных ранее требований, предъявляемых к оборудованию, важно полностью устранить даже мало заметные неплотности во всасывающих и нагнетающих воздуховодах. Всасывающие воздуховоды должны быть герметизованы тем тщательнее, чем выше в них разрежение, т. е. чем больше длина, чем выше скорость воздуха и чем больше величина потерь давления как в оборудовании, так и в самих воздуховодах.

Утечки запыленного воздуха из нагнетающих воздуховодов совершенно недопустимы как вызывающие запыление цехов, т. е. уничтожающие эффект даже хорошо действующей обеспыливающей вентиляции.

Присосы воздуха в сети крайне опасны. Они обусловливают: резкое уменьшение производительно отсасываемых от оборудования объемов воздуха и снижение эффекта действия вентиляционных установок; значительное повышение мощности, потребляемой вентиляторами

(рис. 214); увеличение возможности пылевых отложений в сети воздуховодов вследствие уменьшения скорости движения воздуха в сечениях, предшествующих местам присосов воздуха; конденсацию влаги при смешении воздушных масс различной температуры, особенно запыленных, что вызывает отложения корок теста в воздуховодах.

В борьбе с утечками и присосами воздуха в сети большое значение имеет герметичность фланцевых и реечных, фальцевых и бесфальцевых соединений стальных воздуховодов, которые должны быть поэтому прошпаклеваны; важны также высокая герметичность мест присоединения фасонных деталей к аспирируемому оборудованию и к пылеотделителям, герметичность люков для очистки воздуховодов от пылевых отложений и, наконец, герметичность отверстий в воздуховодах для аэродинамических испытаний [1].

Вентиляционные воздуховоды прочно подвешивают и закрепляют, не допуская расстройства их разборных и неразборных соединений. Одинарные подвески из стали диаметром 6÷10 *мм* для горизонтальных воздуховодов размещают на расстоянии 3÷4 *м* одна от другой; если длина подвесок превышает 1,5 *м*, через каждые две одинарные подвески устанавливают двойную подвеску (растяжку). Вертикальные воздуховоды следует прикреплять к близко расположенным стенам и колоннам (не менее чем в двух местах в пределах высоты этажа), а свободно стоящие на крышах зданий вертикальные воздуховоды высотой более 1,5÷2,0 *м* рекомендуется даже расчаливать специальными вантами, снабженными винтовыми натяжными приспособлениями.

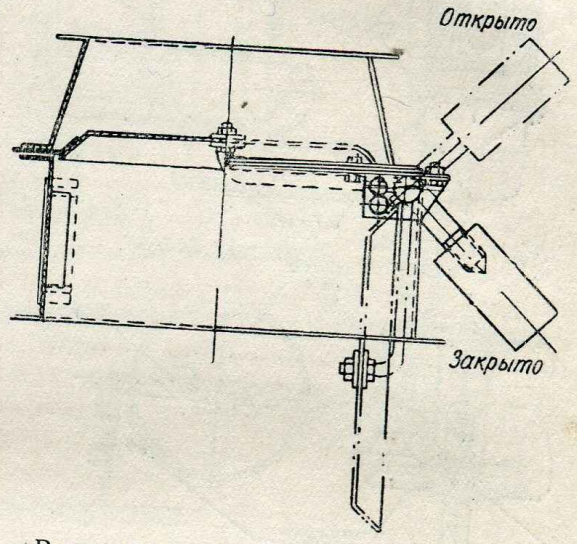


Рис. 215. Запорный клапан Промзернопроекта

При наличии в сети периодически выключаемых участков (например в аспирационных сетях элеваторов) необходима установка в них клапанов или задвижек высокой плотности, конструкция которых должна предотвратить присос воздуха из выключаемого участка. Изображенный на рис. 215 запорный клапан Промзернопроекта состоит из резиновой шайбы толщиной 3 *мм*, зажатой между двумя фланцами. Если требуется отключить отсос, в отверстие шайбы вводят коническую тарелку с основанием, диаметр которого несколько превышает диаметр отверстия шайбы. Упругая и эластичная резина, растягиваясь, обжимает тарелку, благодаря чему устраняется возможность присоса воздуха из отключенной точки.

Проявление новаторской инициативы в борьбе с присосами воздуха в сеть должно всемерно поощряться, и любые признанные ценными начинания в этом направлении должны незамедлительно осуществляться на практике.

Уменьшение отложений пыли в воздуховодах. К уменьшению объема воздуха, аспирируемого из оборудования, приводят также отложения пыли, особенно часто наблюдающиеся в горизонтальных участках и некоторых фасонных деталях воздуховодов.

---

[1] Способы изготовления и монтажа воздуховодов излагаются в учебном курсе «Монтаж и ремонт оборудования».

Основными причинами отложений пыли в воздуховодах являются:

— малая скорость движения воздуха в них в результате значительных присосов в последующих участках либо вследствие возрастания аэродинамического сопротивления отдельных элементов установки, например аспирируемого оборудования или пылеотделителей;

— конденсация влаги и образование липких отложений пыли или корок теста на внутренней поверхности воздуховодов и в воздушных каналах машин;

— длинные горизонтальные участки воздуховодов и наличие колен с чрезмерно малым радиусом закругления ($R<1{,}5\ D$);

— неровности внутренних поверхностей воздуховодов, например: наличие впадин и выпуклостей или сборок и гофр, образующихся при тугой постановке фланцев; наличие искусственных преград, создаваемых при неудовлетворительной сборке выступающими внутрь картонными прокладками, уплотняющими фланцевые соединения; установка шайб, особенно на горизонтальных либо наклонных участках воздуховодов; коррозия, вызывающая значительную шероховатость внутренних поверхностей воздуховодов и ряд других подобных этим причин;

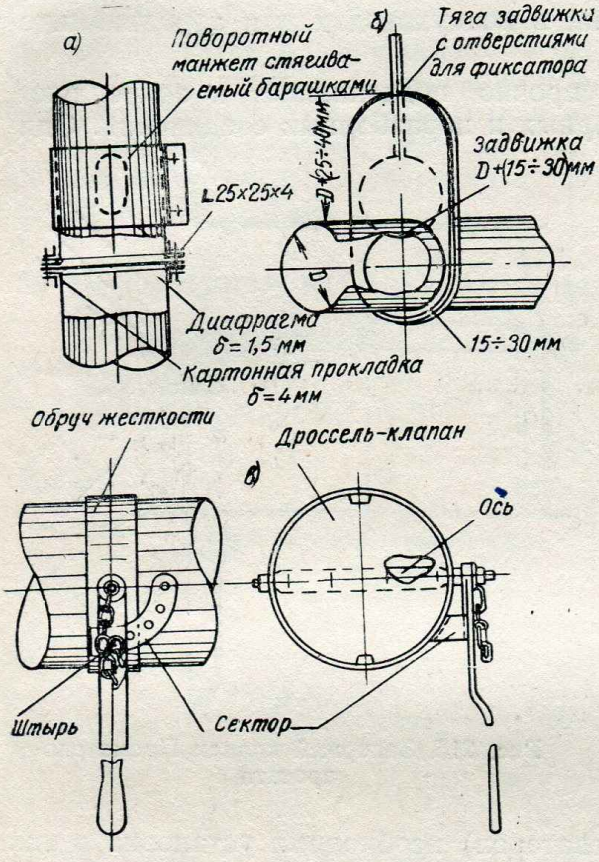


Рис. 216. Установка диафрагмы в вертикальном воздуховоде с пылеочистительным люком над ней (*а*), с задвижкой (*б*) или дроссель-клапаном (*в*) в горизонтальных воздуховодах

— высокая концентрация пыли в воздухе, аспирируемом от машин и от пылеограждающих кожухов, приводящая при повышенной относительной влажности воздуха к усилению процесса образования хлопьев из высокодиспергированных частиц, особенно органического происхождения.

Достижение надежно транспортирующей скорости воздуха возможно путем уменьшения аэродинамического сопротивления отдельных элементов вентиляционной установки или, в крайнем случае, путем повышения числа оборотов вентилятора.

Регулировочные шайбы можно устанавливать только в вертикальных воздуховодах, устраивая все же над ними герметически закрываемые пылеочистительные люки (рис. 216,*а*). В тех случаях, когда необходимо дросселировать воздушный поток в горизонтальном воздуховоде, вместо шайбы следует применять диафрагму или надежно закрепляемую между фланцами вертикальную задвижку с проходным отверстием в нижней части воздуховода (см. рис. 216,*б*), а при периодическом регулировании отсасываемых объемов — поворотный дроссель-клапан, изображенный на рис. 216,*в*.

Одна из существенных мер борьбы с чрезмерно большим уносом пыли в воздуховоды — применение входных раструбов, конструкция которых должна обеспечивать минимальную входную скорость. Вынос чрезмерно большого количества пыли в воздуховоды возможен также при

неплотном прикрытии противоприсосных клапанов осадочных камер сепараторов.

Для борьбы с конденсацией влаги в воздуховодах не следует, как показывает опыт, применять трубы с диаметром меньше 100 *мм*. Наиболее эффективной мерой борьбы с конденсацией влаги в воздуховодах и в каналах машин является повышение температуры воздуха внутри производственных помещений в холодное время года (рециркуляция аспирируемого воздуха, устройство входных тамбуров, отопление лестничных клеток и т. п.).

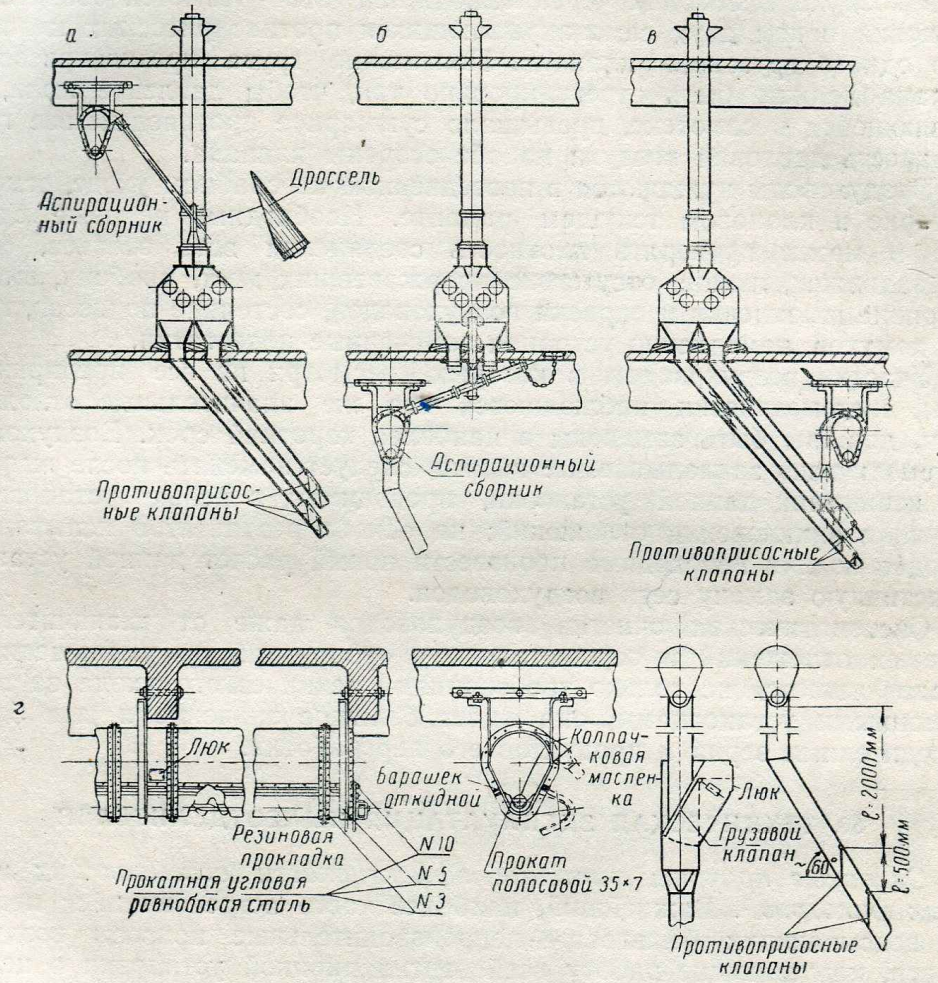


Рис. 217. Схемы аспирации вальцевых станков через сборник:

а—верхняя; *б*—нижняя; *в*—нижняя через самотечные трубы; *г*—конструкция аспирационного сборника и противоприсосных клапанов

Каждая сеть должна иметь герметически закрываемые люки для очистки воздуховодов от пыли. Количество люков должно быть минимальным, но достаточным для очистки любого участка сети от пылевых отложений: во всяком случае, расстояние между двумя люками, удобно расположенными над свободным на полу участком, должно быть не более 4 *м*.

Вместо горизонтального воздуховода большой протяженности целесообразно устанавливать аспирационный сборник, механически очищаемый от осаждающейся пыли шнеком либо скребковым транспортером. Такая конструкция горизонтального воздуховода устраняет необходимость ручной очистки его от отложений пыли, особенно усиливающихся в воздуховодах малого диаметра (менее 200 *мм*). На рис. 217 изобра-

жены некоторые применяющиеся схемы аспирации вальцевых станков через сборник.

Конструкция аспирационного сборника, разработанная и впервые осуществленная на Ленинградском мелькомбинате им. В. И. Ленина, показана на рис. 217,*г*. Сборник состоит из отдельных длинных и коротких звеньев: длинные звенья имеют внизу плотно прикрываемую, но легко откидывающуюся часть, позволяющую быстро удалять скопившуюся пыль, а короткие звенья служат для подвешивания сборника к балкам междуэтажного перекрытия и для крепления внутри сборника (к его откосам) промежуточных подшипников шнека. Во избежание присосов воздуха в сборник через выводящий пыль самотек обязательна установка в нем двух самозакрывающихся противоприсосных клапанов либо одного грузового клапана. Положение груза противоприсосного клапана должно быть отрегулировано так, чтобы давление пыли, накопляющейся в самотеке, превышало суммарное противодействие груза и разность давлений воздуха по обе стороны клапана.

Воздуховоды нуждаются в повседневном неослабном уходе, осмотре, проверке и плановом текущем ремонте. Необходимо не реже одного раза в месяц проверять плотность соединения всех звеньев, фланцев, задвижек, люков, отсутствие проржавевших мест, пробоин, вмятин, состояние шпаклевки и окраски воздуховодов, состояние подвесок, крючков, хомутов, немедленно устраняя замеченные недостатки.

Участки воздуховодов, в которых, несмотря на все предпринятые меры, систематически наблюдаются все же значительные отложения пыли, должны быть заменены в наиболее короткий срок. Воздуховоды, систематически закладываемые пылью, следует заменять после выполнения испытаний данной установки, проводимых с целью установления причин возникновения отложений; на основе результатов испытаний и выводов из них необходимо произвести новый расчет данной установки и частичную замену сети воздуховодов.

Систематическая очистка воздуховодов даже от незначительных пылевых отложений и осуществление мероприятий по уменьшению их обусловливаются не только требованиями технического ухода за вентиляционными установками; она имеет большое значение и для борьбы с вредителями зерна и продуктов его переработки.

80. ТЕХНИЧЕСКАЯ ЭКСПЛУАТАЦИЯ ПЫЛЕОТДЕЛИТЕЛЕЙ

Основные причины снижения эффективности всасывающих матерчатых фильтров[1]. Важнейший, наиболее часто встречающийся недостаток всасывающих фильтров — непроизводительные присосы воздуха в фильтр, нарушающие работу всей вентиляционной установки в целом.

Основными причинами, могущими вызвать увеличение присоса воздуха против допустимого нормами, являются:

— неплотное прилегание перекидных клапанов к стенкам клапанной коробки в результате неотрегулированности тяг переключающего механизма либо непараллельности кромок клапанов стенкам коробки;

— недостаточная герметичность пылевыводящего шлюзового затвора либо противоприсосных клапанов, установленных в пылевыводящем самотеке при отсутствии шлюзового затвора; недопустимо наблюдающееся иногда полное отсутствие шлюзовых затворов или противоприсосных клапанов;

— трещины и щели в шкафу фильтра, его пылесборном ковше и между ними, неплотности в местах присоединения к фильтру воздухово-

---

[1] Вопросы эксплуатации нагнетательных фильтров, применение которых на предприятиях Главного управления мукомольно-крупяной и комбикормовой промышленности запрещено, в учебнике не излагаются.

дов; недостаточное уплотнение съемных дверок фильтра либо слабое прижатие их к шкафу имеющимися запорными приспособлениями;

— увеличенные зазоры и отсутствие матерчатых воздухонепроницаемых патрубков в местах пропуска вертикальных болтов для подвески рукавов; увеличенные зазоры в местах пропуска вала шнека через торцовые стенки пылесборного ковша;

— чрезмерно высокое разрежение в шкафу и сборном ковше фильтра, вызываемое чрезвычайно большим сопротивлением всасывающей сети [1] либо указанными далее причинами повышения сопротивления самого фильтра.

Остаточное содержание пыли в воздухе после очистки его в нормально работающем всасывающем фильтре не должно превышать 10 *мг/м*³, т. е. предельно-допустимой НСП 101-51 концентрации пыли.

Основными причинами повышения остаточной запыленности воздуха могут быть:

1. Низкое качество фильтрующей ткани (чрезмерно редкая ткань) с очень низким, малоупругим ворсом или без него, неравномерная по густоте ткань.

2. Неплотное присоединение рукавов пружинными кольцами к патрубкам днища фильтра либо к верхним колодкам; неплотности в самих колодках (трещины в деревянных колодках, большие отверстия для пропуска поддерживающих болтов).

3. Неплотности в днище фильтра, отделяющем шкаф от пылесборного ковша.

4. Неудовлетворительная работа встряхивающе-продувочного механизма, что приводит в результате плохой очистки ткани к увеличению запыленности и пылевому пробою ее в отдельных местах; например, износ встряхивающих кулачков приводит к уменьшению подъема рукавов при встряхивании против желательных 60—80 *мм*, что вызывает ухудшение очистки ткани.

5. Уменьшение густоты ткани вследствие чрезмерного натяжения всех или отдельных рукавов, вызывающего иногда даже срыв их (натяжение рукавов должно быть умеренно свободным и допускать подъем их без растяжения во время встряхивания, что предупреждает также возможность их срыва и падения).

6. Неправильная или недоброкачественная пошивка рукавов и натяжение их; придание рукавам цилиндрической формы вместо формы усеченного конуса, неплотность продольных швов, скручивание при закреплении их в нижней части и т. п.

7. Износ ткани и ворса, прорывы рукавов, повреждение их молью.

8. Повышенная скорость фильтрации воздуха через ткань, вызываемая не только неправильным подбором размеров фильтра, но и неравномерным использованием фильтрующей поверхности, например при заполнении пылью нижней части излишне длинных рукавов или при работе с неполным их комплектом. При этом фильтруемый воздух перегружает остальные рукава фильтра, вход в которые свободен, что приводит к повышению остаточной запыленности воздуха. К таким же результатам приводит и отсутствие обратных клапанов в пылесборном ковше фильтра, что при обратном продувании ткани перегружает соседние секции фильтра.

9. Чрезмерно высокая начальная запыленность воздуха, вызванная нерациональной конструкцией отсасывающих устройств, способствующих попаданию в воздуховод большого количества зерновой пыли или продуктов переработки зерна.

10. Низкая относительная влажность воздуха (например летом).

[1] Всасывающие фильтры деревянной конструкции Горьковского завода им. Воробьева имеют относительно невысокую герметичность, что вызывает нежелательность применения их при разрежениях, превышающих 100 *кГ/м*².

Наряду и одновременно с контролем остаточной запыленности воздуха, особенно возвращаемого в производственные помещения, следует также периодически контролировать сопротивление фильтра, оказывающее значительное влияние на эффект его работы.

Сопротивление всасывающего фильтра не должно превышать расчетной величины, предусмотренной действующими нормами.

Причинами, повышающими сопротивление всасывающего фильтра, могут быть, например, следующие:

— низкое качество фильтрующей ткани, чрезмерная густота ее, двусторонний ворс;

— пошивка или выворачивание рукавов ворсом наружу, что ухудшает очистку ткани;

— конденсация влаги на ткани вследствие высокой влажности воздуха, отсасываемого от оборудования, а также присосов холодного воздуха через неплотности в ограждениях фильтра или обратной продувке им ткани;

— неравномерная раздача воздуха по секциям фильтра при подводе его к распределительной коробке двумя-тремя трубами;

— большая длина рукавов, складывающихся вследствие этого в своей нижней части гармоникой, что суживает, а иногда и полностью забивает пылью отверстия для входа воздуха в рукава;

— перекрытие части рукавов обратным клапаном пылесборного ковша из-за отсутствия ограничителя поворота его;

— скольжение приводного ремня и недостаточное число оборотов либо остановка пылевыводящих шнеков, что приводит к частичной и даже полной закупорке ряда рукавов и, следовательно, к резкому возрастанию напряжения фактически работающей ткани;

— пониженная частота, недостаточная интенсивность, нарушение периодичности встряхивания рукавных секций, обусловливаемые снижением числа оборотов распределительного вала встряхивающего механизма и малым (меньше 60 *мм*) подъемом рукавов при встряхивании вследствие износа кулачков или неправильностей, допущенных при сборке встряхивающего механизма;

— недостаточная интенсивность обратного продувания фильтрующей ткани из-за неудовлетворительного действия поворотных клапанов в верхней коробке фильтра; неплотного прикрытия их в период встряхивания; недостаточной площади отверстий, соединяющих между собой отдельные секции пылесборного ковша; большого присоса воздуха через различные неплотности в ковше, а также в ограждающих и разделительных стенках и днищах отдельных секций;

— увеличенные присосы воздуха в фильтр;

— чрезмерная запыленность фильтрующей ткани.

Рукава фильтра через каждые 1000÷1500 час. работы должны быть сняты, вывернуты и подвергнуты тщательной очистке в мешковыколачивательной машине или вручную. Если обнаружено, что привес ткани превышает полуторный-двойной вес чистой ткани, такие рукава независимо от срока их службы необходимо заменять чистыми из имеющегося запаса. Этот запас должен составлять не меньше 10% количества работающих рукавов. Снятые рукава следует подвергнуть тщательной сухой очистке; независимо от этого надо срочно принимать меры для улучшения работы встряхивающе-продувочных механизмов фильтра.

Конкретные эксплуатационные мероприятия, направленные на поддержание малого присоса воздуха, низкой остаточной запыленности воздуха и небольшого сопротивления, вытекают из приведенного выше краткого анализа причин увеличения присосов, остаточной запыленности и сопротивления фильтров.

К такого рода мерам должно быть, например, отнесено тщательное наблюдение за правильным натяжением рукавов; при этом нужно учи-

тывать, как указывалось ранее, что и укороченные и удлиненные сверх меры рукава нарушают нормальную работу фильтра. Поэтому их нижние части обязательно закрепляют при полностью поднятой вверх, на всю высоту хода встряхивания, раме для подвешивания верхних частей рукавов. При указанном положении рамы каждый рукав умеренно натягивают и закрепляют так, чтобы в нижней части не образовывалось ни поперечных, ни продольных складок.

Осмотр рукавов и проверку степени их натяжения следует производить не реже одного раза в сутки, распределяя для этого все наличные фильтры между сменными бригадами и закрепляя за ними обслуживание. При обнаружении в шкафу фильтра явно заметного количества пыли немедленно должна быть установлена и устранена причина; рукава, пропускающие пыль, сейчас же заменяют другими из имеющегося запаса; сорванные с патрубков рукава закрепляют вновь на патрубках только после тщательной проверки длины и регулирования их подвеса.

Встряхивающие механизмы и связанные с ними клапаны обратного продувания ткани подвергают обязательной проверке знающими этот механизм слесарями не реже одного раза в месяц. При проверке должно быть обращено внимание:

— на степень износа встряхивающих кулачков и рычагов (по подъему рукавов, который должен быть не меньше 60 *мм*);

— на степень износа и равномерность распределения по окружности включающих кулачков (по длительности и несовпадению периодов встряхивания отдельных секций фильтра);

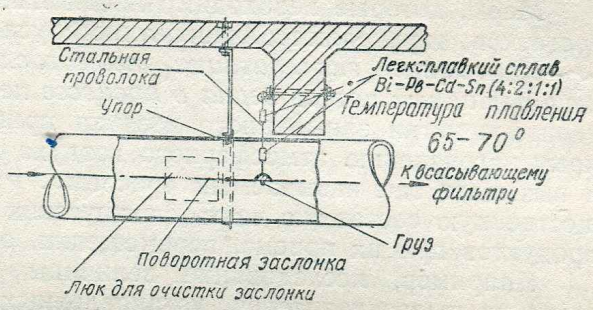


Рис. 218. Заслонка, автоматически перекрывающая воздуховод при повышении температуры воздуха

— на герметичность продувочных клапанов, в частности на регулирование длины штанги, управляющей ими;

— на износ концов вилкообразного рычага и кулачка, связанного с ним;

— на исправность состояния винтовых заверток дверок фильтра;

— на оклейку кромок их и плотность прилегания дверок к шкафу;

— на герметичность противоприсосных клапанов или пылевыводящего шлюза и ряд других перечисленных выше причин повышения присосов, остаточной запыленности воздуха и сопротивления фильтров.

Так как наиболее изнашивающейся деталью являются встряхивающие кулачки, то рекомендуется на концах их устанавливать стальные вращающиеся ролики.

Для предупреждения возможности возгорания матерчатых пылеотделителей следует рекомендовать установку в подводящих воздуховодах простейших, автоматически закрывающихся с повышением температуры заслонок (рис. 218). Чтобы ускорить действие заслонки, проволока или металлическая полоска, на которой подвешен груз заслонки, должны быть, по возможности, тоньше (0,15÷0,20 *мм*) и соединены малой массой легкоплавкого сплава. Такого рода заслонки целесообразны и во всасывающих воздуховодах перед вентилятором.

Основные причины снижения эффективности циклонов. Остаточная запыленность воздуха, выводимого в атмосферу из циклонов, не должна превышать, по НСП 101-51, 150 *мг/м*^{3}. При более высокой остаточной запыленности воздуха должны быть приняты меры, устраняющие причины плохой работы циклонов.

Основными причинами повышения остаточной запыленности воздуха, выводимого циклонами, могут явиться:

— присосы воздуха в циклон через пылевыводящее отверстие и через неплотности в швах и фланцевых соединениях, нарушающие процесс отделения пыли и препятствующие ее выводу;

— применение циклонов с большим наружным диаметром (например, более 600—700 *мм*);

— малая или, наоборот, чрезмерно большая скорость входа воздуха в циклон;

— неравномерная раздача воздуха между элементами группового циклона;

— шероховатость внутренней поверхности циклона, вызванная, например, коррозией, наличие каких-либо неровностей или выступающих внутрь циклона прокладок, уплотняющих фланцевые соединения;

— отложение и скопление пыли в конической части циклона из-за малого угла наклона пылевыводящей самотечной трубы, конденсации влаги в циклоне, неудовлетворительного действия противоприсосных клапанов и других причин.

Меры, которые необходимо предпринимать для устранения этих недостатков, определяются конкретными условиями работы циклонов.

Улучшение эксплуатации пылеотделителей как способ снижения неучитываемых потерь зерна в процессе переработки. Снижение коэффициента очистки запыленного воздуха приводит не только к недопустимому загрязнению атмосферного воздуха и территории предприятия, но и вызывает так называемый «распыл». Распыл представляет собой существенную составную часть фактических неучитываемых потерь хлебопродуктов при их приеме, перемещении, отгрузке и переработке.

Например, исследование величины потерь, вызываемых выносом пыли из пылеотделителей, установленных на мельницах № 2 и № 18 Одесского треста Главмуки, показало, что потери хлебопродуктов через единственный циклон большого диаметра, имевшийся на мельнице № 18, могут достигать 0,07% от веса переработанного зерна, т. е. $^1/_3$ максимально допустимых механических потерь (0,20%) [1]. Поэтому планомерная разработка и внедрение передовых методов технической эксплуатации пылеотделителей, организация действенного надзора и ухода за циклонами и матерчатыми фильтрами, систематический контроль величины остаточной запыленности воздуха,— все это в совокупности способствует снижению пылевидных потерь хлебопродуктов с воздухом, аспирируемым от оборудования.

81. ТЕХНИЧЕСКАЯ ЭКСПЛУАТАЦИЯ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ

Каждый вентилятор снабжают заводским паспортом, к которому прилагают аэродинамическую характеристику вентилятора и данные о допустимой по условиям прочности величине окружной скорости рабочего колеса.

Рабочее колесо должно быть хорошо уравновешено: будучи установленным на сухих шарикоподшипниках, предварительно промытых в бензине, уравновешенное колесо при разгоне от руки останавливается с затуханием вращения без маятниковых колебаний. Уравновешивающие грузы при балансировке колеса приклепывают или приваривают к заднему диску со стороны, противоположной входу воздуха. В результате тщательной балансировки радиальные и осевые биения его не должны превышать 1,5 *мм*. В соответствии с «Правилами технической эксплуатации мельниц и крупозаводов» пуск вновь устанавливаемого вентиля-

[1] Величина «механических» потерь определяется как разность между учтенным весом зерна и суммарно учтенным выходом основной продукции и отходов (с поправкой на изменение влажности в процессе переработки зерна).

тора или вентилятора, у которого заменен шкив, без предварительной статической балансировки ротора и проверки крепления лопаток воспрещается. Рабочие колеса диаметром более 1000 *мм*, предназначаемые для работы с окружной скоростью свыше 50 *м/сек*, должны быть уравновешены динамически (ГОСТ 5976-51).

Необходимо обращать серьезнейшее внимание на плотность присоединения всасывающего воздуховода к вентилятору, так как малейшие неплотности в этих местах наибольшего разрежения ведут к большим непроизводительным присосам воздуха.

Посадка шарикоподшипников на вал должна быть плотная, а в корпус — скользящая (соединение в системе вала по третьему классу точности). Ближайший к колесу шарикоподшипник устанавливают в корпусе с упорным кольцом, а второй подшипник — без упорного кольца, с боковым зазором по 2÷3 *мм* на сторону, допускающим осевое перемещение наружного кольца шарикоподшипника. В корпусах подшипников обязательно должны быть фетровые кольца, предотвращающие попадание пыли в подшипники и вытекание из них смазки.

ГОСТ 5976-51 предусматривает, что расчетная долговечность подшипников должна быть не менее 15 000 час. для вентиляторов низкого давления и не менее 10 000 час.— для вентиляторов среднего и высокого давления, считая по режиму максимально допустимых расхода и давления при к. п. д. не менее чем 0,8 от $\eta_{в.макс}$.

Одно из условий нормальной работы вентиляционной установки — строгий контроль постоянства числа оборотов рабочего колеса вентилятора.

Для периодического контроля числа оборотов рабочего колеса вентилятора может быть использован обычный счетчик оборотов либо механический центробежный тахометр. В качестве постоянно действующего прибора для непрерывного контроля числа оборотов колеса вентилятора (а также вращающихся деталей любой другой машины) можно использовать аэротахометр, сконструированный нами в 1948 г.

Для достижения относительно бесшумной работы вентилятора необходимо осуществление следующих мероприятий:

1. Тщательная балансировка рабочего колеса вентилятора.
2. Повышение жесткости кожуха вентилятора в результате укрепления на его боковинах полосовой или, лучше, фасонной стали с прокладкой из звукопоглощающих материалов.
3. Установка вентиляторов и электродвигателей на виброизолирующих и звукопоглощающих прокладках из технической листовой резины или на подкладных рамах из сухого упругого дерева.
4. Соединение всасывающего и нагнетающего патрубков вентилятора с воздуховодами мягкой гофрированной вставкой из окрашенного двойного брезента или прорезиненной ткани; присоединение воздуховодов к аспирируемым машинам на прокладках из звукоизолирующих материалов.
5. Доведение эксплуатационного к. п. д. до величины не меньшей 90% максимального к. п. д. по своей абсолютной величине [1].
6. Недопущение необоснованно высоких скоростей воздуха в воздуховодах, а также неплотностей, вызывающих при значительных присосах или утечках воздуха характерный шум.
7. Применение в центробежных вентиляторах подшипников скольжения улучшенных конструкций вместо подшипников качения; при установке шарикоподшипников целесообразна установка резинового кольца между наружной обоймой элемента и посадочным гнездом в корпусе подшипника.

[1] По данным исследований Е. Я. Юдина снижение аэродинамического шума имеет место при работе вентилятора с максимальным коэффициентом полезного действия (26).

Центробежные вентиляторы, приводимые в движение индивидуальными электродвигателями, необходимо во избежание перегрузки пускать при закрытых заслонках во всасывающих или нагнетающих воздуховодах (при $Q=0$).

Заслонки, однако, нельзя использовать для уменьшения подачи воздуха вентилятором на длительный период; в целях экономии энергии этого следует достигать лишь в результате уменьшения числа оборотов рабочего колеса, руководствуясь характеристиками сети и вентилятора.

Не следует забывать в процессе эксплуатации, что всякое уменьшение сопротивлений в вентиляционной сети вызывает увеличение нагрузки на электродвигатель; например, снятие дверок с секции всасывающего фильтра приводит к увеличению подачи воздуха вентилятором и к значительному повышению токовой нагрузки двигателя.

82. НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ ТЕХНИКИ БЕЗОПАСНОСТИ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ВЕНТИЛЯЦИОННОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Эксплуатация вентиляционных установок требует систематического надзора за своевременным и точным соблюдением на предприятии норм, правил, инструкций, распоряжений и приказов в области техники безопасности. Наряду с этим должны быть организованы регулярное проведение инструктажа и обучение обслуживающего персонала, а также периодическая проверка знания им безопасных методов труда и правил техники безопасности.

Эксплуатацию трансмиссий, обслуживающих вентиляционное оборудование и его вращающиеся части, необходимо осуществлять в полном соответствии с правилами, утвержденными Президиумом ВЦСПС 5 февраля 1941 г. Гибкие передачи к вентилятору и соединительные муфты при непосредственном соединении вентилятора с электродвигателем должны надежно ограждаться; металлические ограждения передач — прочно прикрепляться к полу или потолку и обеспечивать возможность безопасного обслуживания подшипниковых опор и самих передач. При плоскоременной передаче в ограждение должен быть вмонтирован ремнесбрасыватель, а на трансмиссии установлен поворотный двукрылый ремненадеватель типа Б²/₂. Электродвигатели вентиляторов должны иметь взрывобезопасное выключение, расположенное на том же этаже, где находится вентилятор.

Категорически запрещается открывание на ходу крышек люков в пылесборных ковшах всасывающих фильтров, в аспирационных сборниках, в воздуховодах, примыкающих непосредственно к вентилятору, и ввод рук внутрь этого оборудования.

Расположение люков для очистки воздуховодов и расположение испытательных отверстий в сети должно позволять безопасное проведение всех подлежащих выполнению работ.

Особое внимание надо уделять устройству, прочности, надежности установки и исправности передвижных лестниц, применяемых для проведения работ у высокорасположенных воздуховодов и другого вентиляционного оборудования.

Обслуживание конусов циклонов, расположенных ниже уровня наружных площадок, а также циклонов, установленных на не огражденных перилами крышах производственных зданий, недопустимо без применения проверенного предохранительного пояса со спасательной веревкой, надежно прикрепленной к конструктивному элементу здания. Опускание рабочих для обслуживания низкорасположенных частей вентиляционного оборудования, к которым не обеспечен доступ со специальных площадок либо подвесных лесов, разрешается только в люльке при помощи лебедки с вполне исправным тросом и предохранительными приспособлениями, препятствующими самоспусканию люльки (храповые

колеса с собачкой и тормозная стальная лента). Независимо от указанных условий к кольцу спасательного пояса рабочего до опускания его должен быть прикреплен пеньковый канат I сорта (толщиной 25 *мм*), стравливаемый через цилиндрическую опору.

Для уменьшения или устранения опасности от перехода напряжения на нетоковедущие конструктивные элементы электрического оборудования, обслуживающего вентиляционные установки, необходимо осуществить защитное заземление либо защитное зануление его. В соответствии с правилами технической эксплуатации мельниц и крупозаводов должны быть заземлены все вентиляторы.

Для проведения мелких ремонтных работ в процессе межремонтного обслуживания вентиляционных установок обслуживающий персонал должен быть снабжен исправным ударным, режущим и размыкающим инструментом, соответствующим роду и характеру работы.

Категорически запрещается пользование незаземленным электрифицированным ручным инструментом, инструментом с неисправной изоляцией токоведущих проводников (даже в условиях обеспечения ремонтного персонала диэлектрическими резиновыми перчатками).

При резке листовой стали рабочие должны быть снабжены, во избежание порезов рук об острые кромки и заусеницы, напальчниками (чехлами) из кожи или из резины.

Разумеется, этим кратким перечнем не исчерпываются все мероприятия по технике безопасности во время эксплуатации вентиляционных установок. При составлении инструкций по технической эксплуатации необходимо разрабатывать конкретные организационно-технические мероприятия, обеспечивающие безопасную эксплуатацию каждой вентиляционной установки в отдельности.

**
*

Содержание данной книги показывает, что дальнейшее развитие вентиляционной техники и совершенствование вентиляционных установок элеваторов, мельниц, крупяных и комбикормовых заводов требует углубленной творческой работы ученых, инженеров, передовиков-новаторов производства над многими проблемами и задачами в этой области. Важнейшими из них на ближайшее время можно считать следующее:

1. Разработка и внедрение в производственную практику экономичных и пожаробезопасных методов осуществления рециркуляции воздуха, отсасываемого от оборудования; это тесно связано с разработкой эффективного способа окончательной очистки рециркулирующего воздуха и дальнейшего его кондиционирования.

2. Изучение взрывных и других физических и химических свойств пыли с целью полной ликвидации ее взрывоопасности и повышения эффективности процессов пылеотделения.

3. Уточнение величины аэродинамического сопротивления оборудования и норм объемов воздуха, подлежащего отсасыванию от оборудования, с целью доведения этих объемов и сопротивлений до требующегося и вполне обоснованного минимума.

4. Дальнейшее уточнение методов расчетов сложных разветвленных вентиляционных сетей.

5. Разработка новой конструкции матерчатого фильтра, свободного от недостатков нагнетающего фильтра (плохая очистка и др.), а также от недостатков всасывающих фильтров (большие присосы воздуха).

6. Разработка новых видов конструкций инерционных, в частности центробежных, пылеотделителей и дальнейшее повышение эффективности пылеотделения и экономичности работы известных видов этих наиболее простых в эксплуатации пылеотделителей.

7. Разработка и широкое внедрение новых конструкций вентиляторов с повышенным до 0,75÷0,85 коэффициентом их полезного действия и непосредственным приводом от электродвигателя.

8. Разработка приборов для производственного контроля работы вентиляционных установок (перемещаемые объемы, давление и запыленность воздуха) с передачей показаний на расстояние.

Важнейшей задачей продолжает оставаться повышение культуры эксплуатации сложных вентиляционных установок. Правильная, покоящаяся на научной основе, организация эксплуатации вентиляционных установок требует разработки и проведения организационных мероприятий, направленных на повышение ответственности за эффективность работы их. Коммунистическая партия и Советское правительство проявляют неустанную заботу о благе народа, о непрерывном повышении его материального и культурного уровня, о создании здоровых условий труда и быта. В числе мероприятий по производственной санитарии немалое место занимают оборудование новых и повышение эффективности действующих промышленных вентиляционных установок.

Нет никакого сомнения в том, что дальнейшее успешное развитие вентиляционной техники в Советском Союзе поможет превратить в ближайшее время все элеваторы, мельницы, крупяные и комбикормовые заводы в блистающие чистотой социалистические предприятия, являющие собой образцы высокой производственной культуры.

Данные о сухом и влажном воздухе при давлении 745 *мм* рт. ст.[1]

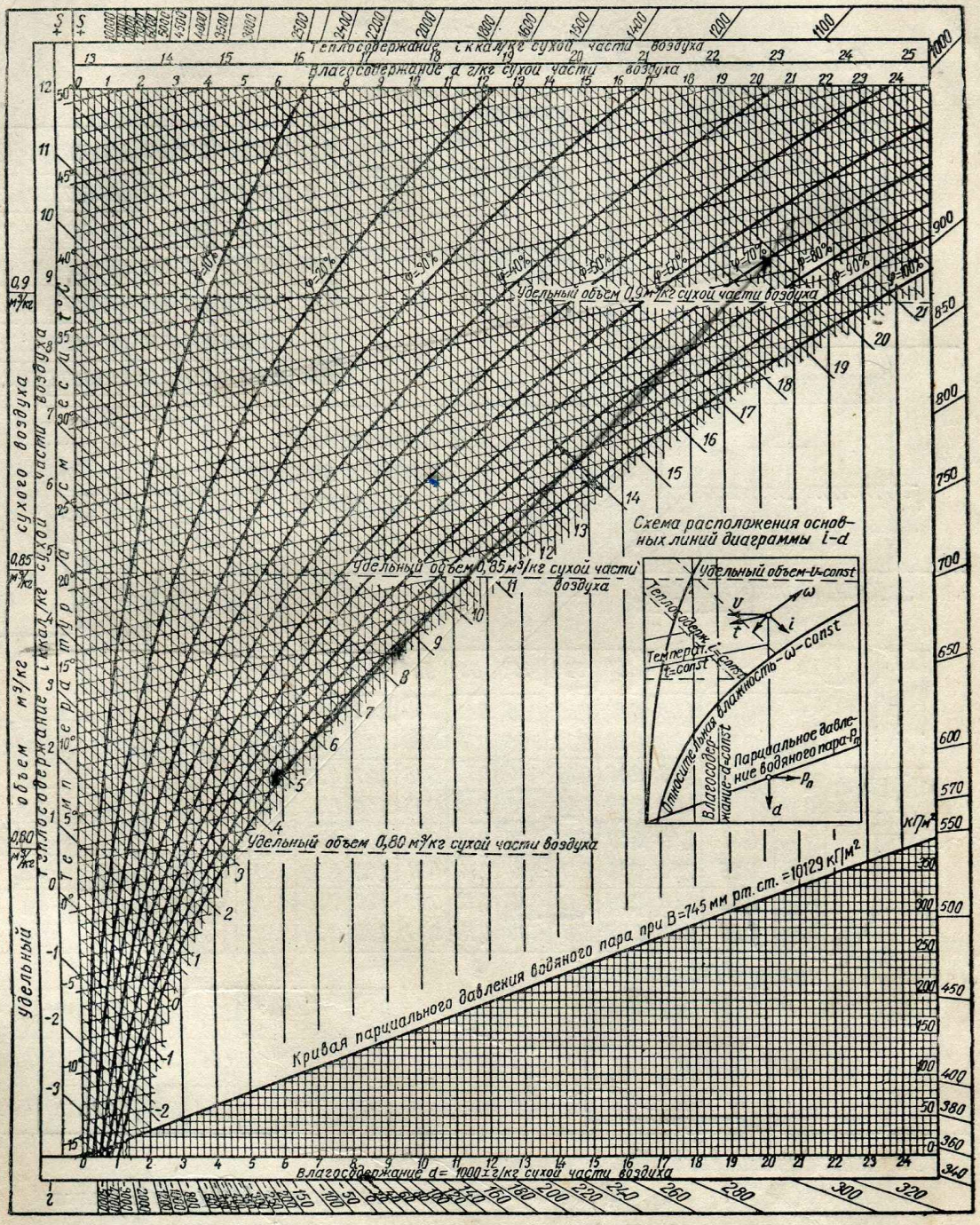
Температура в °С	Вес 1 $м^3$ сухого воздуха в *кГ*	Давление водяного пара в *мм* рт. ст.	Содержание водяного пара при полном насыщении	
			в 1 $м^3$ влажного воздуха в *кг*	в 1 *кг* влажного воздуха в *кг*
−20	1,370	0,960	0,0010	0,0007
−15	1,340	1,451	0,0015	0,0010
−10	1,318	2,159	0,0022	0,0016
− 5	1,290	3,167	0,0032	0,0025
− 4	1,289	3,368	0,0036	0,0028
− 3	1,281	3,644	0,0039	0,0030
− 2	1,279	3,941	0,0042	0,0033
− 1	1,272	4,263	0,0045	0,0035
0	1,269	4,581	0,0048	0,0038
+ 1	1,262	4,924	0,0052	0,0041
+ 2	1,258	5,291	0,0055	0,0044
+ 3	1,250	5,681	0,0059	0,0047
+ 4	1,246	6,097	0,0064	0,0051
+ 5	1,244	6,540	0,0068	0,0055
+ 6	1,240	7,011	0,0073	0,0059
+ 7	1,235	7,510	0,0077	0,0063
+ 8	1,230	8,041	0,0083	0,0067
+ 9	1,226	8,605	0,0088	0,0072
+10	1,222	9,202	0,0094	0,0077
+11	1,219	9,734	0,0099	0,0082
+12	1,212	10,511	0,0107	0,0088
+13	1,209	11,225	0,0113	0,0094
+14	1,205	11,908	0,0120	0,0102
+15	1,201	12,777	0,0128	0,0108
+16	1,198	13,630	0,0135	0,0114
+17	1,192	14,520	0,0143	0,0121
+18	1,189	15,469	0,0152	0,0129
+19	1,184	16,470	0,0162	0,0138
+20	1,181	17,529	0,0173	0,0148
+21	1,177	18,647	0,0183	0,0156
+22	1,171	19,824	0,0194	0,0166
+23	1,166	21,060	0,0205	0,0176
+24	1,163	22,359	0,0216	0,0188
+25	1,160	23,752	0,0230	0,0200
+26	1,158	25,201	0,0242	0,0212
+27	1,152	26,731	0,0256	0,0225
+28	1,150	28,342	0,0272	0,0239
+29	1,147	30,034	0,0286	0,0253
+30	1,141	31,814	0,0304	0,0270
+35	1,121	42,171	0,0396	0,0361
+40	1,107	55,315	0,0512	0,0476
+45	1,089	71,875	0,0654	0,0623
+50	1,071	92,523	0,0829	0,0812
+60	1,040	149,400	0,1302	0,136
+70	1,001	233,773	0,1979	0,222
+80	0,979	355,221	0,2934	0,363
+90	0,954	525,880	0,4231	0,601

[1] Таблица составлена З. Р. Горбисом.

Объем влажного воздуха в $м^3$ на 1 $кГ$ сухого воздуха при давлении 745 $мм$ рт. ст.

°C \ φ%	100	90	80	70	60	50	40	30	20	10	5	0	φ% \ °C
−15	0,7472	0,7470	0,7469	0,7468	0,7467	0,7465	0,7464	0,7463	0,7462	0,7460	0,7460	0,7459	−15
−10	0,7624	0,7622	0,7620	0,7618	0,7616	0,7614	0,7612	0,7610	0,7608	0,7606	0,7605	0,7604	−10
− 5	0,7780	0,7776	0,7773	0,7770	0,7767	0,7764	0,7761	0,7758	0,7754	0,7751	0,7750	0,7748	− 5
0	0,7941	0,7937	0,7932	0,7927	0,7922	0,7917	0,7912	0,7907	0,7902	0,7897	0,7895	0,7893	0
5	0,8108	0,8101	0,8094	0,8087	0,8080	0,8073	0,8065	0,8058	0,8051	0,8044	0,8041	0,8037	5
10	0,8284	0,8274	0,8263	0,8253	0,8243	0,8233	0,8222	0,8212	0,8202	0,8192	0,8187	0,8182	10
15	0,8472	0,8457	0,8442	0,8427	0,8413	0,8398	0,8384	0,8369	0,8355	0,8340	0,8333	0,8326	15
20	0,8675	0,8654	0,8633	0,8613	0,8592	0,8572	0,8551	0,8531	0,8511	0,8491	0,8481	0,8471	20
25	0,8899	0,8870	0,8841	0,8812	0,8783	0,8755	0,8727	0,8698	0,8670	0,8643	0,8629	0,8615	25
30	0,9151	0,9110	0,9070	0,9030	0,8990	0,8951	0,8912	0,8873	0,8835	0,8797	0,8778	0,8760	30
35	0,9438	0,9382	0,9327	0,9272	0,9217	0,9164	0,9111	0,9058	0,9006	0,8955	0,8929	0,8904	35
40	0,9775	0,9697	0,9620	0,9545	0,9471	0,9398	0,9326	0,9265	0,9189	0,9116	0,9082	0,9049	40
45	1,0175	1,0068	0,9963	0,9860	0,9759	0,9660	0,9563	0,9468	0,9375	0,9283	0,9238	0,9193	45
50	1,0662	1,0513	1,0368	1,0228	1,0090	0,9967	0,9827	0,9700	0,9576	0,9455	0,9396	0,9338	50
55	1,1268	1,1060	1,0860	1,0667	1,0480	1,0300	1,0125	0,9957	0,9794	0,9635	0,9568	0,9482	55
60	1,2041	1,1748	1,1468	1,1201	1,0946	1,0702	1,0469	1,0245	1,0030	0,9824	0,9725	0,9627	60
65	1,3059	1,2636	1,2239	1,1866	1,1514	1,1170	1,0870	1,0573	1,0292	1,0025	0,9896	0,9771	65
70	1,4448	1,3820	1,3240	1,2113	1,2222	1,1754	1,1345	1,0951	1,0583	1,0239	1,0075	1,0016	70
75	1,6441	1,5466	1,4600	1,3824	1,3126	1,2494	1,1919	1,1394	1,0912	1,0469	1,0261	1,0060	75
80	1,9500	1,7885	1,6513	1,5336	1,4313	1,3417	1,2625	1,1920	1,1289	1,0720	1,0456	1,0205	80
85	2,4762	2,1759	1,9491	1,7502	1,5938	1,4628	1,3515	1,2558	1,1725	1,0995	1,0662	1,0349	85
90	3,5664	2,8824	2,4176	2,0812	1,8264	1,6268	1,4662	1,3342	1,2237	1,1300	1,0882	1,0494	90
95	7,1448	4,5662	3,3529	2,6476	2,1863	1,8612	1,6197	1,4332	1,2849	1,1641	1,1117	1,0638	95
99,4	—	10,9192	5,4498	3,6277	2,7167	2,1700	1,8055	1,5451	1,3482	1,1980	1,1341	1,0765	99,4
100	—	10,9251	5,4554	3,6318	2,7198	2,1726	1,8078	1,5473	1,3519	1,1999	1,1359	1,0783	100

Диаграмма i-d для влажного воздуха при давлении 745 *мм* рт. ст.



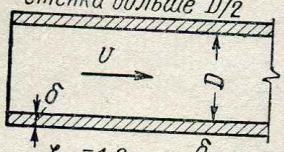
Сводная таблица коэффициентов местных сопротивлений, рекомендуемых для расчетов вентиляционных сетей (август 1950 г.)

Примечание. Коэффициенты отнесены к средней по сечению скорости воздуха, указанной на рисунках.

I. Входы в воздуховод:

А. Вход в воздуховод с постоянным поперечным сечением

При удалении от стенки больше $D/2$



$\zeta_{вх}=1{,}0$ при $\frac{\delta}{D}=0$

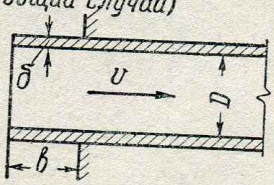
$\zeta_{вх}\approx 1-12\frac{\delta}{D}$ при $\frac{\delta}{D}\leq 0{,}04$

При заделке в стену заподлицо с нею



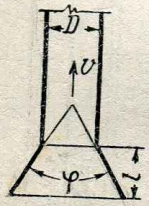
$\zeta_{вх}=0{,}5$ при $\frac{\delta}{D}\geq 0{,}05$

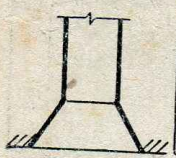
При заделке в стену на расстоянии b (общий случай)



$\frac{\delta}{D}$ \ $\frac{b}{D}$	0,00	0,01	0,02	0,03	0,19	0,20	0,30	от 0,50 до ∞
0	0,50	0,68	0,73	0,81	0,86	0,92	0,97	1,0
0,01	0,50	0,57	0,60	0,65	0,71	0,78	0,82	0,85
0,02	0,50	0,52	0,53	0,55	0,61	0,66	0,69	0,72
0,03	0,50	0,52	0,52	0,52	0,54	0,57	0,59	0,61
0,04	0,50	0,51	0,51	0,51	0,52	0,52	0,52	0,53
0,05	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50

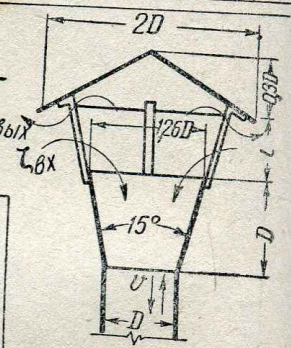
Б. Конический входной раструб





	$\frac{l}{D}$ \ φ	0°	10°	30°	45°	60°	90°	120°	150°	180°
Без заделки в стену	0,10	1,00	0,82	0,55	0,45	0,41	0,40	0,42	0,46	0,50
	0,25	1,00	0,68	0,30	0,20	0,16	0,20	0,28	0,38	0,50
	0,60	1,00	0,46	0,18	0,14	0,14	0,16	0,27	0,37	0,50
	1,00	1,00	0,33	0,14	0,10	0,10	0,15	0,26	0,36	0,50
При заделке за подлицо	0,10	0,50	0,40	0,25	0,20	0,18	0,24	0,32	0,41	0,50
	0,25	0,50	0,34	0,17	0,13	0,14	0,21	0,30	0,39	0,50
	0,60	0,50	0,28	0,13	0,10	0,12	0,20	0,29	0,38	0,50
	1,00	0,50	0,27	0,11	0,09	0,11	0,19	0,28	0,38	0,50

Д. Конический раструб с защитным колпаком



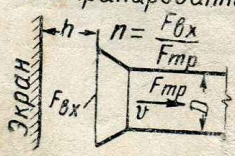
l/D	$\zeta_{вх}$	$\zeta_{вых}$
0,1	1,4	2,6
0,2	0,8	1,3
0,4	0,5	0,7
0,5	0,4	0,6
0,8	0,3	0,6
∞	0,25	0,6

В. Входной раструб (коллектор), очерченный по дуге круга



r/D	0,00	0,02	0,05	0,10	0,20 и более
Без заделки в стену	1,00	0,74	0,40	0,15	0,03
При заделке заподлицо	0,50	0,37	0,23	0,11	0,03

Г. Экранированный вход. Для входа любой формы



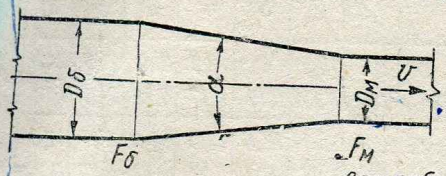
$\zeta_{вхэ}=\zeta_{вх}+\frac{6}{n^2}$, где $\zeta_{вх}$ в зависимости от формы входа определяется по таблице А, Б или В, а величина 6 в зависимости от h/D равна

h/D = 0,10–0,15–0,20–0,30–0,40–0,50–0,70–1,00,

6 = 8,0–3,6–1,7–0,65–0,37–0,20–0,07–0,00

II. Переходы и выходные раструбы

А. Сужающиеся переходы (конфузоры). $\zeta_{сп} \approx \zeta_т + 0{,}001\alpha^\circ$, где $\zeta_т = \frac{\lambda}{8\sin\frac{\alpha}{2}}\frac{n^2-1}{n^2}$



Для любого $n = \frac{F_б}{F_м}$ и $\alpha > 10^\circ$

$\zeta_т \leq 0{,}033$ для гладких труб

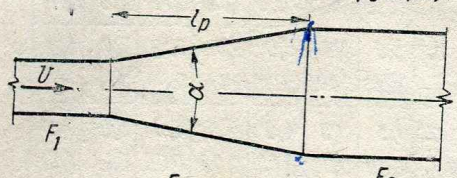
При наименьшем значении $R_e = 3{,}5 \times 10^4$ ($D = 0{,}1$ м, $V = 5$ м/сек).

α° =	10	20	30	40	50	70	90
Для любого $n \geq 2$: $\zeta_{сп} \leq$	0,04	0,04	0,04	0,05	0,06	0,07	0,09
Для $n = 2$: $\zeta_{сп} =$	0,035	0,033	0,039	0,047	0,055	0,07	0,09

Б. Расширяющиеся воздуховоды (диффузоры)

Плавно расширяющиеся переходы – круглый: $\zeta_{рв} \cong \zeta_т + \zeta_р \cong \frac{\lambda}{8\sin\frac{\alpha}{2}}\frac{n^2-1}{n^2} + 3{,}2K_\Phi\left(tg\frac{\alpha}{2}\right)^{1{,}25}\left(\frac{n-1}{n}\right)^2$ при $\alpha \leq 40^\circ$

(переходные диффузоры)



$n = \frac{F_2}{F_1} > 1$

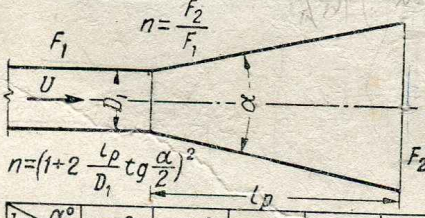
Квадратный и прямоугольный при α одинаковых в обеих плоскостях и находящихся в пределах $\alpha \leq 25^\circ$ множитель при втором члене равен 6,2 (вместо 3,2)

n	α°	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

Примечание: Приведенные в таблице значения $\zeta_{рв}$ даны

1. При наибольшем для гладких труб значении $\lambda = 0{,}023$, соответствующем наименьшим значениям $D = 0{,}1$ м и $V = 5$ м/сек
2. При значении $K_\Phi = 1{,}5$ принятом условно постоянным.

В. Выходной раструб – прямолинейный



$n = \left(1 + 2\frac{l_р}{D_1}tg\frac{\alpha}{2}\right)^2$

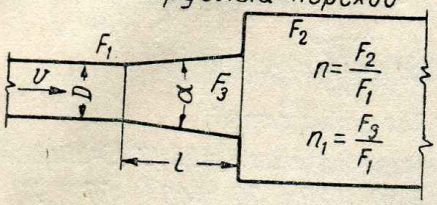
$\zeta_{(вых.р)д} = K_н\left(\zeta_{рв} + \frac{1}{n^2}\right)$

При условиях, указанных в примечании к п. Б

$l_р/D_1$ \ α°	5°	10°	15°	20°	25°	30°
1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,1	2,4
1,5	1,9	1,6	1,9	2,3	2,8	3,3
2,0	1,4	1,8	2,3	2,9	3,6	4,3
2,5	1,5	2,1	2,8	3,5	4,5	5,5
3,0	1,6	2,3	3,2	4,3	5,4	6,8
4,0	1,8	2,9	4,2	5,8	7,8	
5,0	2,1	3,5	5,4	7,6		
10,0	3,5	7,5				

$l_р/D_1$ \ α°	5°	10°	15°	20°	25°	30°
1,0	0,80	0,66	0,62	0,66	0,78	0,88
1,5	0,70	0,56	0,53	0,63	0,81	0,98
2,0	0,64	0,46	0,46	0,59	0,82	1,04
2,5	0,58	0,38	0,41	0,57	0,80	1,95
3,0	0,50	0,36	0,39	0,56	0,85	1,15
4,0	0,40	0,30	0,36	0,56	0,87	
5,0	0,36	0,29	0,37	0,59		
10,0	0,20	0,23				

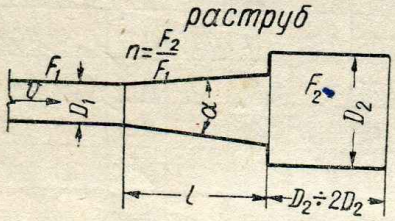
Г. Ступенчато-расширяющийся круглый переход



$$\zeta_{ступ} = \zeta_{рв} + \left(\frac{1}{n_1} - \frac{1}{n}\right)^2$$

l/D_1 \ n		1,5	2	3	4	6	8	10
1	$\alpha°$	9,5	14,5	17,0	19,0	21,0	23,0	24,0
	$\zeta_{ступ}$	0,025	0,062	0,12	0,17	0,22	0,27	0,35
2	$\alpha°$	6,0	10,0	12,5	13,5	14,5	15,5	17,0
	$\zeta_{ступ}$	0,026	0,052	0,088	0,12	0,17	0,20	0,26
3	$\alpha°$	4,5	7,0	9,0	10,0	11,0	12,0	13,0
	$\zeta_{ступ}$	0,033	0,050	0,075	0,097	0,13	0,16	0,22
5	$\alpha°$	2,5	4,5	6,0	7,0	8,0	9,0	9,5
	$\zeta_{ступ}$	0,048	0,052	0,066	0,081	0,10	0,13	0,17
7	$\alpha°$	2,0	3,5	5,0	6,0	6,5	7,0	8,0
	$\zeta_{ступ}$	0,065	0,064	0,065	0,075	0,09	0,11	0,15
10	$\alpha°$	1,5	3,0	4,0	4,5	5,0	6,0	7,0
	$\zeta_{ступ}$	0,09	0,08	0,08	0,08	0,09	0,10	0,13

Д. Ступенчатый выходной раструб

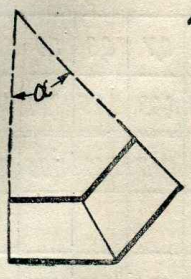


$$\zeta_{ступ.вых.} = K_м\,\zeta_{ступ} + \frac{1}{n^2}$$

l/D_1 \ n		1,5	2	3	4	6	8	10
1		0,47	0,33	0,18	0,32	0,38	0,46	0,58
2		0,47	0,31	0,21	0,20	0,23	0,26	0,33
3		0,48	0,30	0,19	0,16	0,16	0,18	0,23
5		0,49	0,30	0,18	0,14	0,13	0,14	0,18
7		0,51	0,31	0,17	0,14	0,12	0,13	0,16
10		0,53	0,33	0,19	0,14	0,12	0,12	0,14

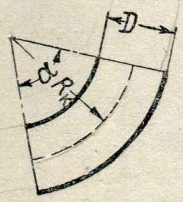
III. Колена (отводы)

А. Круглое и квадратное колено с острыми кромками ($R_к$=0)



$\zeta_{кн}$ \ α	15°	30°	45°	60°	75°	90°
Шерох. тр.	0,06	0,21	0,42	0,68	1,00	1,43
Гл. трубы	0,05	0,15	0,31	0,12	0,80	1,12

Б. Круглое и квадратное колено с $R_к$=nD: $\zeta_{кн}=0{,}008\frac{\alpha^{0,75}}{n^{0,6}}$

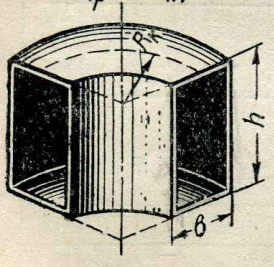


α° \ $R_к$	D	1,5D	2,0D	2,5D	3,0D	6,0D	10,0D
7,5	0,028	0,021	0,018	0,016	0,014	0,010	0,008
15	0,058	0,044	0,037	0,033	0,029	0,021	0,016
30	0,11	0,081	0,069	0,061	0,054	0,038	0,030
60	0,18	0,14	0,12	0,10	0,091	0,064	0,051
90	0,23	0,18	0,15	0,13	0,12	0,083	0,066
120	0,27	0,20	0,17	0,15	0,13	0,10	0,076
150	0,30	0,22	0,19	0,17	0,15	0,11	0,084
180	0,33	0,25	0,21	0,18	0,16	0,12	0,092

Примечание: Для получения промежуточных значений $\zeta_{кн}$ возможно интерполировать по прямой

$\zeta_{кн.пр}=c\zeta_{кн}$

В Колено с прямоугольным сечением ($R_к$=nв)

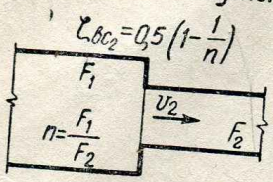


$\frac{h}{в}$	0,25	0,50	0,75	1,0	1,25	1,50	1,75
c	1,8	1,5	1,2	1,0	0,8	0,68	0,53
$\frac{h}{в}$	2,0	2,5	3,0	—	—	—	—
c	0,47	0,40	0,40	—	—	—	—

IV. Прохождение потока через сужающие отверстия

($\bar{F}_ж$ – относительное живое сечение суженных отверстий)

А. Внезапное сужение

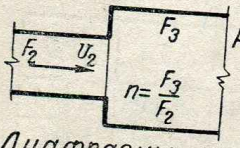


$\bar{F}_ж=\frac{1}{n}$ или $\frac{x}{D}$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$n=1/\bar{F}_ж$	10	5	3,(3)	2,5	2,0	1,(6)	1,43	1,25	1,(1)	1,0
$\zeta_{вс_2}$	0,45	0,40	0,35	0,30	0,25	0,20	0,15	0,10	0,05	0,00

Б. Внезапное расширение (круг. труба)

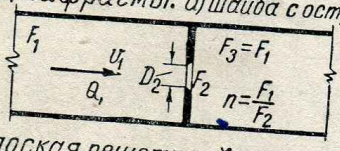
$\zeta_{вр_2}=\left(1-\frac{1}{n}\right)^2$ при равномерном распределении скоростей в трубе F_2

При степенном распределении v_2 и $n=1/7$



$\zeta_{вр_2}$	0,81	0,64	0,49	0,36	0,25	0,16	0,09	0,04	0,01	0,00
	0,86	0,68	0,56	0,41	0,29	0,19	0,12	0,06	0,02	0,00

В. Диафрагмы: а) шайба с острыми краями

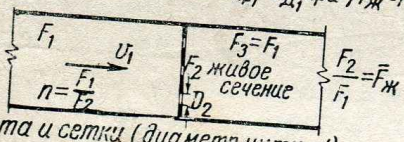


$\zeta_{д_1}=\left[\left(1+0{,}707\sqrt{1-\frac{1}{n}}\right)\frac{n}{\alpha}-1\right]^2$, где $\alpha=\Phi(Re_2)=\Phi\left(\frac{v_2 D_2}{\nu}\right)$:

Re_2	10^5	10^4	4×10^3	2×10^3	10^3	4×10^2	2×10^2	10^2
α	1,00	1,04	1,07	1,11	1,15	1,19	1,18	1,15

при $Re_2 \geq 10^5$

б. Плоская решетка: $\zeta_{пр_1}=\zeta_{д_1}$ при $1/\bar{F}_ж=n$



$\zeta_{д_1}$, $\zeta_{пр_1}$	246	51	19	8,2	4,0	1,9	1,0	0,41	0,13	0,00

в. Сита и сетки (диаметр нити – d)

из круглой проволоки для $Re=\frac{v_1 d}{\nu}=700\div300$

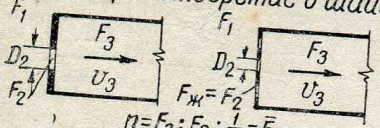
$\zeta_{сп_1}=1{,}3(1-\bar{F}_ж)+\left(\frac{1}{\bar{F}_ж}-1\right)^2$

Шелковые сита при $Re=250\div100$

$\zeta_{сш_1}=2{,}1(1-\bar{F}_ж)+\left(\frac{1}{\bar{F}_ж}-1\right)^2$

$\zeta_{сп1}$	82	17	6,4	3,0	1,7	0,97	0,59	0,32	0,14	0,00
$\zeta_{сш1}$	83	18	6,9	3,5	2,1	1,3	0,82	0,49	0,22	0,00

г. Вход через отверстие в шайбе (плоской решетке)

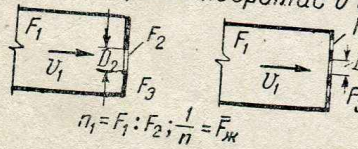


$\zeta_{вх\cdot ш_3}=\zeta_{вх\cdot р_3}=\left(\frac{1{,}707}{\alpha}-\frac{1}{n}\right)^2 n_3^2$ где $\alpha=\Phi(Re_2)$, численно данная выше (в п. В)

при $Re_2=\frac{v_2 D_2}{\nu}\geq10^5$

$\zeta_{вх\cdot ш_3}$, $\zeta_{вх\cdot р_3}$	258	57	24	10,7	5,8	3,5	2,0	1,3	0,8	0,5

Д. Выход через отверстие в шайбе (плоской решетке)

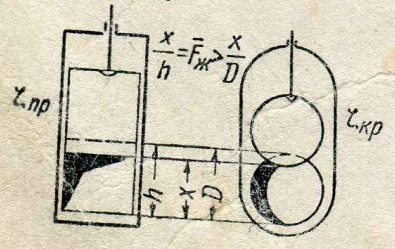


$\zeta_{вых\cdot ш}=\zeta_{вых\cdot р_1}=(1+0{,}707\sqrt{1-\frac{1}{n}})^2\left(\frac{n}{\alpha}\right)^2$, где $\alpha=\Phi(Re_2)$, численно данная выше (в п. В)

при $Re_2\geq10^5$

$\zeta_{вых\,ш}$, $\zeta_{вых\,р}$	279	67	29	14	9	5,8	3,8	2,7	1,8	1,0

Е. Задвижки



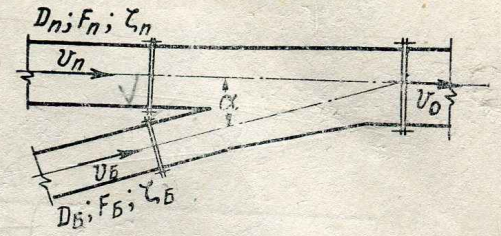
$\zeta_{пр}$	193	45	18	8,1	4,0	2,1	0,95	0,39	0,09	0,00
$\zeta_{кр}$	160	35	11	4,6	2,1	0,98	0,44	0,17	0,06	0,00

V. Тройники

А. Тройники всасывающих воздуховодов при $D_0^2 \approx D_n^2 + D_б^2$

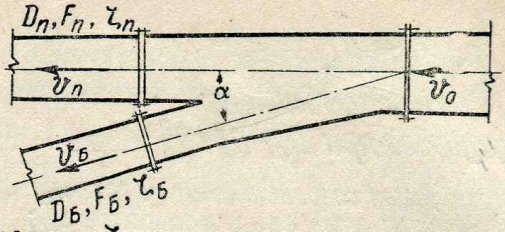
ζ_n - коэффициент сопротивления по прямому направлению, отнесенный к скорости v_n;

$\zeta_б$ - то-же, но по боковому направлению, отнесенный к скорости $v_б$



$\alpha°$	$\frac{F_n}{F_б}$	$D_n/D_б$	$v_б/v_n$		0,4	0,6	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,6	1,8	2,0
15°	1,0	1,0	ζ_n		0,60	0,55	0,50	0,43	0,35	0,25	0,15	0,02	-0,10	-0,40	-0,75	-1,15
			$\zeta_б$		-3,1	-0,95	-0,25	-0,10	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,35
	1,5	1,2	ζ_n		0,45	0,43	0,37	0,32	0,25	0,18	0,10	-0,01	-0,13	-0,37	-0,68	-1,08
			$\zeta_б$		-3,5	-1,1	-0,30	-0,14	0,02	0,10	0,17	0,24	0,30	0,35	0,40	0,40
	2,0	1,4	ζ_n		0,30	0,30	0,25	0,20	0,15	0,10	0,05	-0,05	-0,15	-0,35	-0,60	-1,00
			$\zeta_б$		-4,0	-1,2	-0,35	-0,17	0,00	0,10	0,20	0,28	0,35	0,40	0,45	0,45
	3,0	1,7	ζ_n		0,22	0,22	0,18	0,14	0,10	0,07	0,02	-0,06	-0,15	-0,33	-0,53	-0,82
			$\zeta_б$		-4,2	-1,4	-0,40	-0,20	0,00	0,11	0,22	0,29	0,37	0,44	0,49	0,49
	4,0	2,0	ζ_n		0,15	0,15	0,10	0,08	0,05	0,03	0,00	-0,08	-0,15	-0,30	-0,45	-0,65
			$\zeta_б$		-4,5	-1,5	-0,45	-0,25	0,00	0,13	0,25	0,32	0,40	0,50	0,55	0,55
	9,0	3,0	ζ_n		0,05	0,05	0,05	0,03	0,00	0,00	0,00	-0,05	-0,10	-0,15	-0,25	-0,35
			$\zeta_б$		-4,9	-1,6	-0,50	-0,27	-0,00	0,15	0,30	0,37	0,45	0,55	0,60	0,65
	16,0	4,0	ζ_n		0,05	0,05	0,05	0,03	0,00	0,00	0,00	-0,03	-0,05	-0,10	-0,15	-0,20
			$\zeta_б$		-5,1	-1,7	-0,55	-0,27	0,00	0,15	0,30	0,37	0,45	0,55	0,65	0,70
30°	1,0	1,0	ζ_n		0,6	0,6	0,55	0,49	0,45	0,37	0,3	0,2	0,15	0,15	-0,4	-0,75
			$\zeta_б$		-3,0	-0,85	-0,15	0,01	0,15	0,23	0,3	0,34	0,35	0,40	0,45	0,45
	1,5	1,2	ζ_n		0,47	0,47	0,42	0,37	0,35	0,29	0,22	0,12	0,07	-0,18	-0,4	-0,69
			$\zeta_б$		-3,4	-1,03	-0,23	-0,05	0,12	0,21	0,30	0,38	0,38	0,43	0,48	0,51
	2,0	1,4	ζ_n		0,35	0,35	0,3	0,27	0,25	0,21	0,15	0,05	0,00	-0,2	-0,4	-0,65
			$\zeta_б$		-3,9	-1,2	-0,35	-0,1	0,10	0,2	0,3	0,37	0,4	0,45	0,5	0,55
	4,0	2,0	ζ_n		0,15	0,15	0,15	0,13	0,10	0,07	0,05	-0,01	-0,05	-0,15	-0,3	-0,45
			$\zeta_б$		-4,5	-1,45	-0,4	-0,17	-0,05	0,18	0,3	0,4	0,45	0,5	0,55	0,6
	9,0	3,0	ζ_n		0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,02	0,00	-0,03	-0,05	-0,1	-0,15	-0,25
			$\zeta_б$		-4,9	-1,6	-0,5	-0,22	0,05	0,18	0,3	0,4	0,45	0,55	0,65	0,7
45°	1,0	1,0	ζ_n		0,65	0,65	0,65	0,63	0,60	0,58	0,55	0,45	0,4	0,25	0,04	-0,15
			$\zeta_б$		-2,9	-0,7	0,00	0,16	0,30	0,38	0,45	0,49	0,5	0,55	0,6	0,6
	1,5	1,2	ζ_n		0,65	0,49	0,49	0,49	0,47	0,45	0,42	0,39	0,30	0,17	-0,02	-0,2
			$\zeta_б$		-3,4	-0,9	-0,1	0,08	0,24	0,34	0,42	0,48	0,5	0,55	0,6	0,62
	2,0	1,4	ζ_n		0,65	0,35	0,35	0,35	0,35	0,33	0,3	0,34	0,2	0,1	-0,05	-0,25
			$\zeta_б$		-3,8	-1,1	-0,2	0,00	0,2	0,3	0,4	0,47	0,5	0,55	0,6	0,65
	4,0	2,0	ζ_n		0,15	0,2	0,2	0,18	0,15	0,13	0,12	0,11	0,1	0,00	-0,1	-0,2
			$\zeta_б$		-4,4	-1,4	-0,35	-0,12	0,1	0,23	0,35	0,45	0,5	0,6	0,65	0,7
	9,0	3,0	ζ_n		0,05	0,1	0,1	0,08	0,05	0,05	0,05	0,02	0,00	0,00	-0,05	-0,15
			$\zeta_б$		-4,9	-1,6	-0,5	-0,22	0,05	0,21	0,35	0,45	0,5	0,6	0,65	0,7
60°	1,0	1,0	ζ_n		0,70	0,70	0,70	0,70	0,70	0,60	0,65	0,63	0,60	0,50	—	—
			$\zeta_б$		-2,0	-0,60	0,10	0,28	0,40	0,48	0,50	0,56	0,60	0,65	—	—
	2,0	1,4	ζ_n		0,40	0,40	0,40	0,40	0,40	0,38	0,35	0,33	0,30	0,20	—	—
			$\zeta_б$		-2,9	-1,05	-0,15	0,10	0,25	0,38	0,45	0,52	0,55	0,65	—	—
	4,0	2,0	ζ_n		0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,18	0,15	0,10	—	—
			$\zeta_б$		-3,5	-1,25	-0,30	-0,10	0,10	0,26	0,40	0,48	0,55	0,65	—	—
	9,0	3,0	ζ_n		0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,08	0,05	0,0	—	—
			$\zeta_б$		-4,4	-1,05	-0,45	-0,12	0,10	0,26	0,35	0,44	0,50	0,60	—	—
	16,0	4,0	ζ_n		0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,0	—	—
			$\zeta_б$		-4,9	-1,65	-0,50	-0,20	0,05	0,19	0,30	0,42	0,50	0,60	—	—

6 Тройники нагнетающих воздуховодов при $D_0^2 \approx D_n^2 + D_б^2$



Значение $\zeta_б$

$\alpha°$	$F_n/F_б$ \ $v_б/v_n$	0,4	0,5	0,6	0,8	1,00	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
15°	1,0	0,68	0,33	0,19	0,10	0,05	0,07	0,09	0,11	0,13	0,14
	1,5	1,00	0,48	0,26	0,08	0,05	0,07	0,10	0,13	0,15	0,16
	2,0	1,12	0,55	0,27	0,08	0,05	0,07	0,11	0,15	0,16	0,18
	3,0	1,40	0,65	0,33	0,09	0,05	0,07	0,12	0,15	0,18	0,19
	4,0	1,63	0,73	0,39	0,10	0,05	0,08	0,13	0,16	0,19	0,20
	5,0	1,70	0,80	0,43	0,10	0,05	0,08	0,13	0,17	0,20	0,20
	10,0	2,10	1,00	0,50	0,11	0,05	0,09	0,15	0,19	0,20	0,21
30°	1,0	0,92	0,55	0,38	0,20	0,15	0,12	0,11	0,12	0,13	0,14
	1,5	1,20	0,69	0,45	0,22	0,15	0,12	0,11	0,13	0,15	0,16
	2,0	1,40	0,78	0,47	0,22	0,15	0,12	0,12	0,15	0,16	0,17
	4,0	1,98	1,00	0,59	0,26	0,15	0,11	0,14	0,17	0,19	0,20
	5,0	2,00	1,02	0,61	0,26	0,15	0,11	0,13	0,17	0,20	0,20
	10,0	2,40	1,30	0,70	0,27	0,15	0,11	0,15	0,19	0,20	0,21
45°	1,0	1,23	0,78	0,55	0,33	0,25	0,20	0,19	0,18	0,17	0,16
	1,5	1,55	0,95	0,65	0,35	0,25	0,21	0,18	0,16	0,16	0,15
	2,0	1,80	1,05	0,68	0,37	0,25	0,20	0,18	0,16	0,15	0,15
	4,0	2,40	1,30	0,85	0,41	0,25	0,19	0,16	0,15	0,15	0,15
	5,0	2,50	1,35	0,88	0,41	0,25	0,19	0,16	0,15	0,15	0,15
	10,0	3,00	1,60	0,95	0,42	0,25	0,19	0,16	0,15	0,15	0,15
60°	1,0	1,66	1,10	0,85	0,52	0,38	0,30	0,26	0,24	0,22	0,21
	1,5	2,00	1,30	0,93	0,55	0,38	0,30	0,25	0,22	0,20	0,18
	2,0	2,30	1,45	0,98	0,57	0,38	0,29	0,24	0,20	0,19	0,17
	4,0	3,10	1,70	1,20	0,62	0,38	0,27	0,22	0,18	0,16	0,14
	5,0	3,15	1,80	1,20	0,62	0,38	0,27	0,22	0,18	0,15	0,13
	10,0	3,60	2,10	1,30	0,65	0,38	0,26	0,20	0,17	0,14	0,12

Значения ζ_n для $\alpha = 15° \div 60°$

	$F_n/F_б$ \ $\vartheta_б/\vartheta_n$	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
	1,0	0,24	0,18	0,10	0,03	0,00	0,01	0,04	0,10	0,18	0,27
	1,5	0,17	0,10	0,06	0,02	0,00	0,00	0,03	0,06	0,10	0,18
	2,0	0,10	0,06	0,05	0,02	0,00	0,00	0,01	0,04	0,08	0,13
	3,0	0,06	0,04	0,03	0,01	0,00	0,00	0,01	0,03	0,04	0,06
	4,0	0,04	0,03	0,03	0,01	0,00	0,00	0,00	0,01	0,03	0,04
	5,0	0,03	0,02	0,02	0,01	0,00	0,00	0,00	0,01	0,02	0,03
	10,0	0,02	0,01	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Временные нормы по аспирации транспортного и весового оборудования элеваторов

(Приведены по данным, изложенным в протоколе № 7 Технического совета Народного комиссариата заготовок СССР от 29/I 1945 г.)

№ по ор.	Наименование оборудования	Расход воздуха в $м^3/час$ при производительности оборудования						Максимально допустимая скорость воздуха в плоскости входа в коллектор в $м/сек$	Потери полного давления $H_м$ в $кГ/м^2$
		45 $т/час$	100 $т/час$	175 $т/час$	350 $т/час$	500 $т/час$	750 $т/час$		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	Насыпной лоток ленточного транспортера (кроме подсилосного):								
	а) проходной . . .	300	400	500	800	1200	1800	2÷3	1
	б) заглушенный . . .	—	—	400	600	900	1200	2÷3	1
2	Подсилосный лоток ленточного транспортера при обеспыливании силоса во время зачистки его:								
	а) отсос спереди лотка	3600	3600	3600	3600	3600	—	2÷3	1
	б) отсос сзади лотка .	3600	3600	3600	3600	3600	—	2÷3	5
3	Сбрасывающая коробка ленточного транспортера	400	500	600	800	1000	1200	5	2
4	Сбрасывающая тележка:								
	а) при обеспыливании через силос . . .	3600	3600	3600	3600	3600	3600	5÷8	40
	б) при манжетном присоединении . . .	3600	3600	3600	3600	3600	3600	конструктивно	30
	в) с местной обеспыливающей установкой .	800	1000	1400	2300	2800	3600	—	—
5	Силос, равномерно заполняемый зерном . .	400	600	900	1700	2000	2400	10	0
6	Башмак нории:								
	а) проходной . . .	500	800	1000	2000	2500	—	3	4
	б) заглушенный . .	400	500	800	1000	1800	—	3	4
7	Головка нории . .	400	600	900	1700	2000	—	10	0
8	Башмак быстроходной нории:								
	а) проходной . . .	—	900	1200	2300	—	—	3	4
	б) заглушенный . . .	—	—	900	1500	2000	—	3	4
9	Ковшевые весы грузоподъемностью 5 $т$:								
	а) весовой ковш . .	800	800	—	—	—	—	3÷5	3
	б) подвесовой ковш .	700	700	—	—	—	—	3÷5	0

Продолжение

№ по пор.	Наименование оборудования	Расход воздуха в $м^3/час$ при производительности оборудования						Максимально допустимая скорость воздуха в плоскости входа в коллектор в $м/сек$	Потери полного давления $H_м$ в $кГ/м^3$
		45 $т/час$	100 $т/час$	175 $т/час$	350 $т/час$	500 $т/час$	750 $т/час$		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
10	Ковшевые весы грузоподъемностью 10 $т$:								
	а) весовой ковш . . .	—	1000	1000	—	—	—	3÷5	3
	б) подвесовой ковш .	—	900	900	—	—	—	3÷5	0
11	Ковшевые весы грузоподъемностью 20 $т$:								
	а) весовой ковш . .	—	—	1700	1700	—	—	3÷5	3
	б) подвесовой ковш .	—	—	1300	1300	—	—	3÷5	0
12	Ковшевые весы грузоподъемностью 70 $т$:								
	а) весовой ковш .	—	—	—	3600	3600	—	3÷5	3
	б) подвесовой ковш .	—	—	—	3000	3000	—	3÷5	0
13	Выпуск зерна из ковшевых весов в самотек	300	600	800	1000	1200	—	3÷5	0
14	Поворотный патрубок или поворотная труба при самотеке диаметром 300 $мм$:								
	а) при герметизующем листе	600	600	600	—	—	—	3÷5	5
	б) при аспирации через подпятник	600	600	600	—	—	—	3÷5	10
	в) при аспирации через силос	600	900	1200	—	—	—	3÷5	0
15	Поворотный патрубок или поворотная труба при диаметре самотека 380 $мм$:								
	а) при герметизующем листе	—	—	900	—	—	—	3÷5	5
	б) при аспирации через подпятник	—	—	900	—	—	—	3÷5	10
16	Поворотная труба с приводом от электродвигателя	—	—	—	1200	1200	1200	3÷5	10
17	Напольный отсос, постоянно действующий (с мусоропроводом)	1500	1500	1800	1800	2400	—	15÷18	—

Временные нормы по аспирации основного и вспомогательного оборудования мельниц и крупяных заводов

(Приведены по данным, изложенным в протоколе № 10 Научно-технического совета Народного комиссариата заготовок СССР от 23 июня 1939 г., в приказе по Министерству заготовок СССР № 1298 от 31 июля 1950 г. и в „Руководстве по организации и ведению технологического процесса улучшенного сортового помола пшеницы на мельницах Главмуки", одобренном в 1949 г. Техническим советом при министре заготовок СССР)

№ по пор.	Наименование оборудования	Расход воздуха $Q_ч$ $м^3/час$	Потери полного давления $H_м$ $кГ/м^2$	Коэффициент сопротивления ε	Примечания
	I. Оборудование зерноочистительных отделений				
1	Аспирационная колонка:				
	а) с шириной канала 500 *мм*	720	20	500	
	б) с шириной канала 1000 *мм*	1500	25	150	
2	Аспирационная колонка-лузговейка:				
	а) с шириной канала 500 *мм*	1500	22	125	
	б) с шириной канала 1000 *мм*	3000	27	38	
3	Воздушно-ситовой сепаратор № 5				
	а) I пропуск	7200	24	6	
	б) II и III пропуски	6000	17	6	
4	Воздушно-ситовой сепаратор № 4:				
	а) I пропуск	4500	24	15	
	б) II и III пропуски	3600	15	15	
5	Камнеотборная машина конструкции А. Ф. Григоровича	600	6	1000	Расход воздуха на два корпуса
6	Цилиндрический триер (тихоходный и быстроходный) .	240÷360	6÷13,5	1350	
7	Дисковый триер	600÷720	2÷2,6	65	
8	Лопастной триер конструкции И. И. Нестерова . . .	450	1	65	Расход воздуха на один корпус двойного триера
9	Обоечная машина с абразивным цилиндром				
	а) № 7	2700÷3000	34÷41,5	60	
	б) № 6	2400	26	60	
10	Обоечная машина со стальным цилиндром	1200	25	225	При снятии вентилятора и включении машины в магистраль центральной аспирации
11	Магнитный аппарат (1 *пог. м*)	240÷360	4÷9	900	
12	Призматический либо цилиндрический бурат	300	3	400	

Продолжение

№ по пор.	Наименование оборудования	Расход воздуха $Q_ч$ $м^3/час$	Потеря полного давления $H_м$ $кГ/м^2$	Коэффициент сопротивления ε	Примечания
	II. Оборудование размольных и рушильных отделений				
13	Вальцевый станок (на 1 *пог. м* мелющей линии):				
	а) для I или II драной системы и для 1-й или 2-й, 3-й, 4-й, 5-й размольной системы и для шлифовочных систем				
	—при верхней аспирации .	300	14	2000	
	—при аспирации из нижней зоны с устройством специального канала . .	300	9	1250	
	б) для III и последующих драных систем, для 6-й и последующих размольных, вымольных систем				
	—при верхней аспирации .	360	20	2000	
	—при аспирации из нижней зоны с устройством специального канала . .	360	13	1250	
14*	Автоматический крупяной станок (голлендр)—двойной:				
	а) для шелушильных систем	1800	35	—	Для одинарных станков принимать половинный расход воздуха при тех же потерях давления
	б) для шлифовальных систем				
	—при обработке крупной крупы	1500	27	—	
	—при обработке мелкой крупы	1200	25	—	
	в) для полировочных систем	1200	17	—	
15*	Постава крупяных заводов:				
	а) шелушильный	900	16	—	
	б) шлифовальный	1200	15	—	
	в) полировальный	360	10	—	
16*	Полировальная машина . .	300	4	—	
17*	Плоская крупяная сортировка	300	4	—	
18	Рассев самоуравновешивающийся:				
	а) с двухприемными корпусами (на один прием)	180	5	2000	
	б) с одноприемными корпусами (на один корпус) для I или II драной системы, для 1-й или 2-й, 3-й, 4-й, 5-й размольной системы, для шлифовочных и сортировочных систем, для контроля муки	210	7	2000	

* Поданным Промзернопроекта.

Продолжение

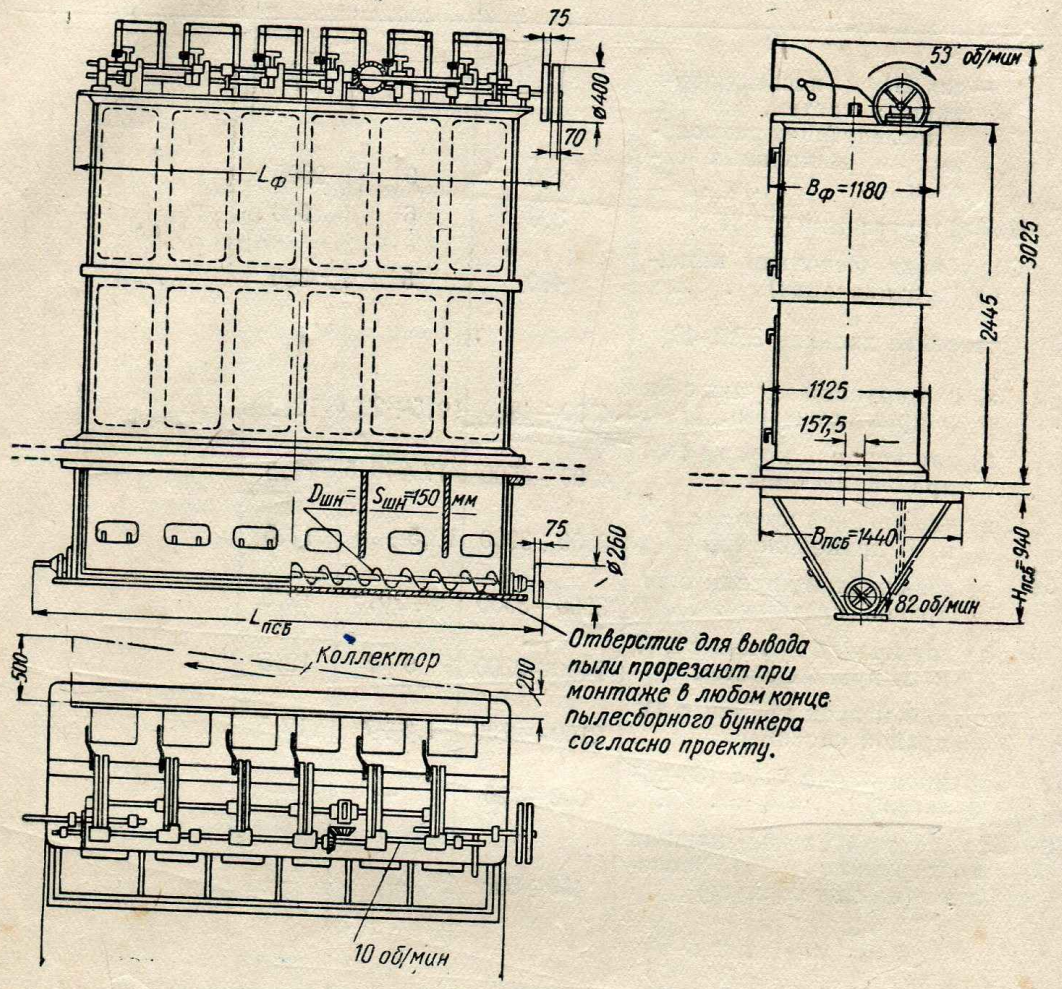
№ по пор.	Наименование оборудования	Расход воздуха $Q_ч$ $м^3/час$	Потеря полного давления $H_м$ $кГ/м^2$	Коэффициент сопротивления ε	Примечание
	—для III и последующих драных систем, для 6-й и последующих размольных и вымольных систем	240	9	2000	
19	Центрофугальный бурат . .	300	6	900	
20	Отрубяная щеточная машина (вертикальная)	480	5	300	
21	Ситовейка двойная ЗВД-46:				
	а) для крупной крупки с I и II драных систем	4500÷4800	19,5÷22	12,5	
	б) для крупной крупки с III драной системы . . .	4200÷4500	17÷19,5	12,5	
	в) для средней крупки с I, II и III драной систем . .	3300÷3900	10,5÷15	12,5	
	г) для средней крупки с IV драной системы . . .	3000÷3300	9÷10,5	12,5	
	д) для мелкой крупки с I, II и III драных систем .	2400÷2700	6÷7	12,5	
	е) для мелкой крупки с IV драной системы .	2100÷2700	4,5÷7	12,5	
22	Сортировальный стол (30-канальный)	600÷720	—	—	
23	Крупоотделительная машина конструкции А. П. Беспалова (на два корпуса) . . .	480÷600	—	—	

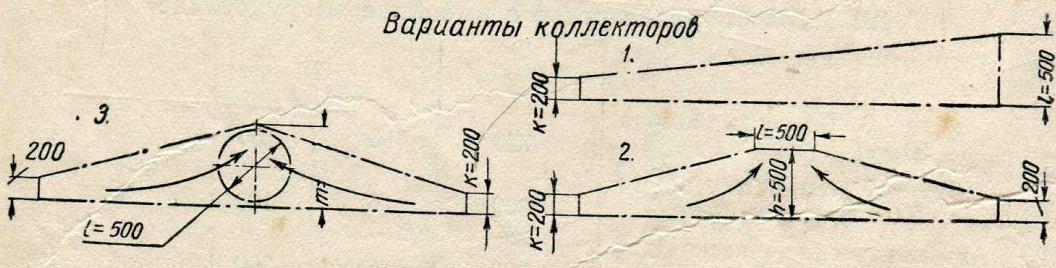
III. Весовое, транспортное и выбойное оборудование

24	Автоматические весы (для зерна):				
	а) № 6 (емкость ковша 50 *кг*)	720	6	150	
	б) № 7 (емкость ковша 100 *кг*)	900	6	100	
25	Автоматические весы для муки и отрубей	600	8	300	
26	Головка нории (зерновой)				
	а) типа ТНЖ-10, ТНЖ-14 .	240	3	500	
	б) типа ТНЖ-2×10 ТНЖ-2×14	360	2	500	
27	Головка нории (для продуктов помола):				
	а) типа ТНЖ-10, ТНЖ-14 .	180	2	800	
	б) типа ТНЖ-2×10 ТНЖ-2×14	240	3	700	
28	Выбойный аппарат	1800	3	12	

Матерчатые фильтры

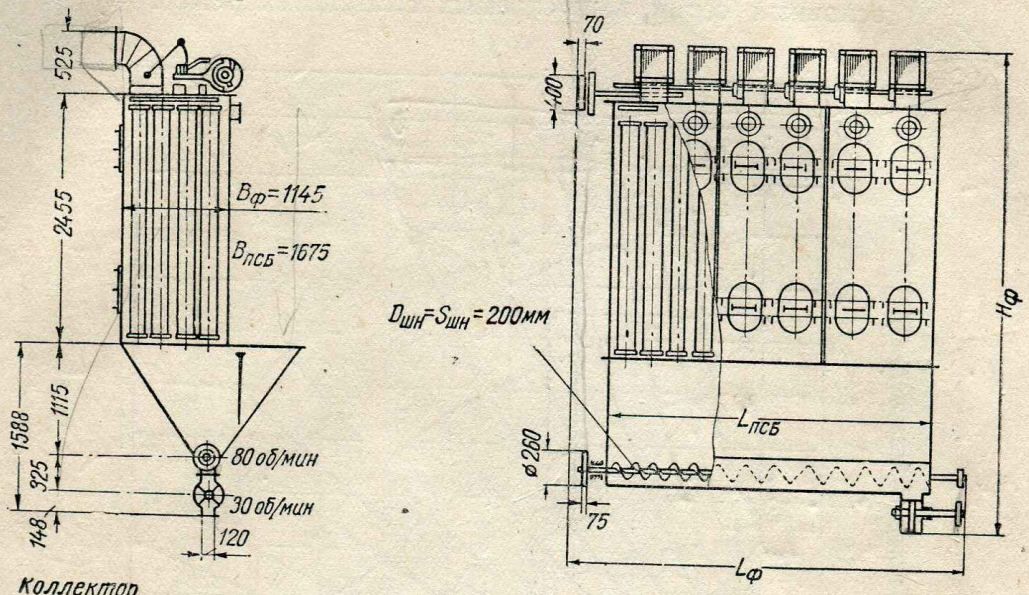
Всасывающий фильтр с деревянным шкафом (ФБ)

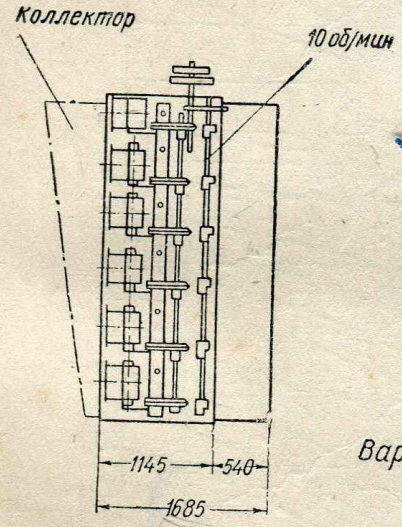




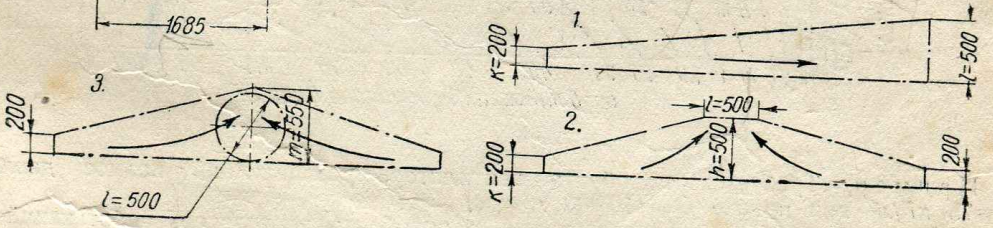
Марка фильтра	Число рукавов	Размеры рукава в *мм*		Фильтрующая поверхность ткани в $м^2$	Габаритные размеры в *мм*				Вес в *кг*		Потребная мощность для привода фильтра в *квт*
		диаметр	длина		$L_ф$	$L_{пс.б}$	*h-l*	*m*	фильтра без ковша	пылесборного ковша	
ФБ-16	16	180/190	2195	19	1327	1190	300	350	540	90	0,37
ФБ-24	24			29	1950	1940	350	400	820	160	0,44
ФБ-32	32			38	2455	2450	400	450	1015	200	0,52
ФБ-48	48			58	3420	3460	500	550	1430	270	0,59

Всасывающий фильтр с металлическим шкафом и подвесным пылесборным ковшом (МФУ)





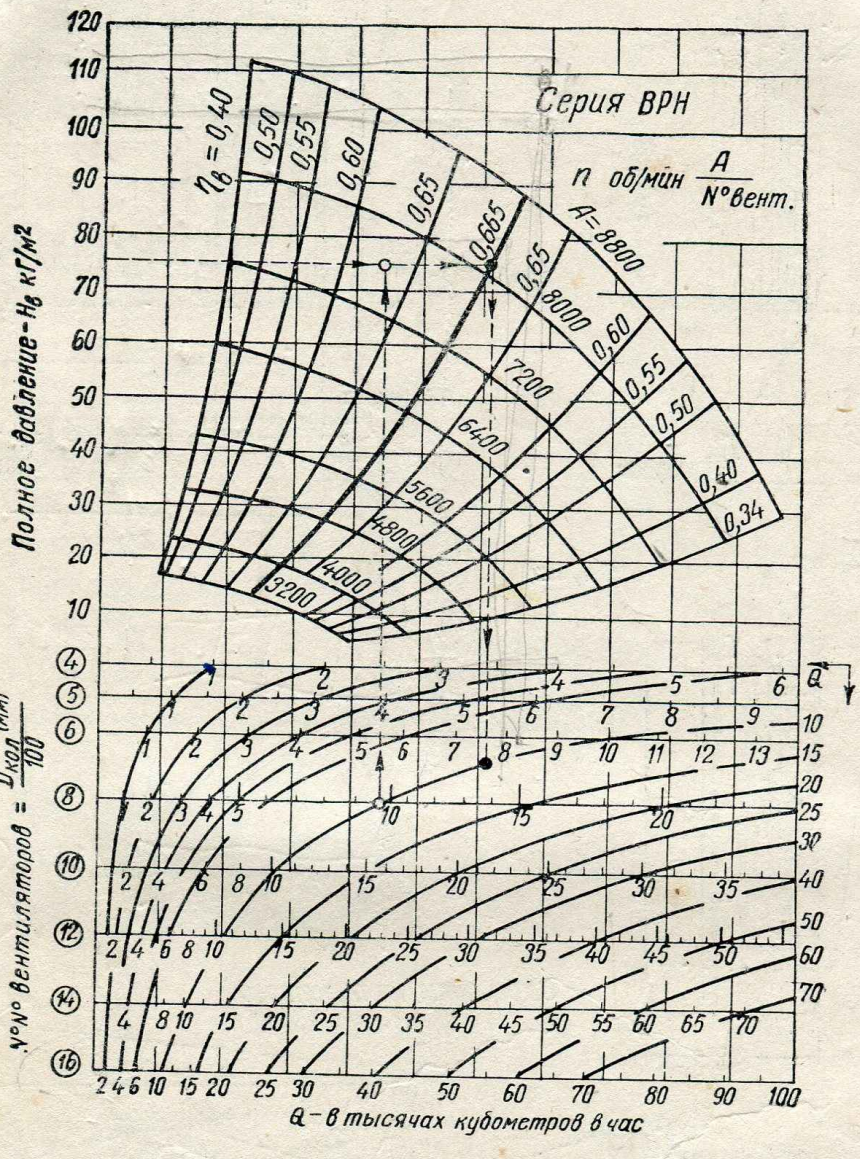
Варианты коллекторов



Марка фильтра	Число рукавов	Размеры рукавов в *мм*		Фильтрующая поверхность ткани в $м^2$	Габаритные размеры в *мм*					Вес в *кг*		Потребная мощность для привода фильтра в *квт*
		диаметр	длина		$L_ф$	$H_ф$	$L_{пс.б}$	h-l	m	фильтра без ковша	пылесборного ковша	
МФУ-16	16	180/190	2195	19	1318	4104	1134	300	350	900	90	0,37
МФУ-24	24			29	2091	4568	1950	350	400	1490	165	0,59
МФУ-32	32			38	2612		2465	400	450	2250	205	0,74
МФУ-48	48			58	3690		3507	500	550	2850	275	0,92

Приводный шкив — n=53 об/мин.

Аэродинамические характеристики и размеры вентиляторов основных серий, выпускаемых Главсантехпромом



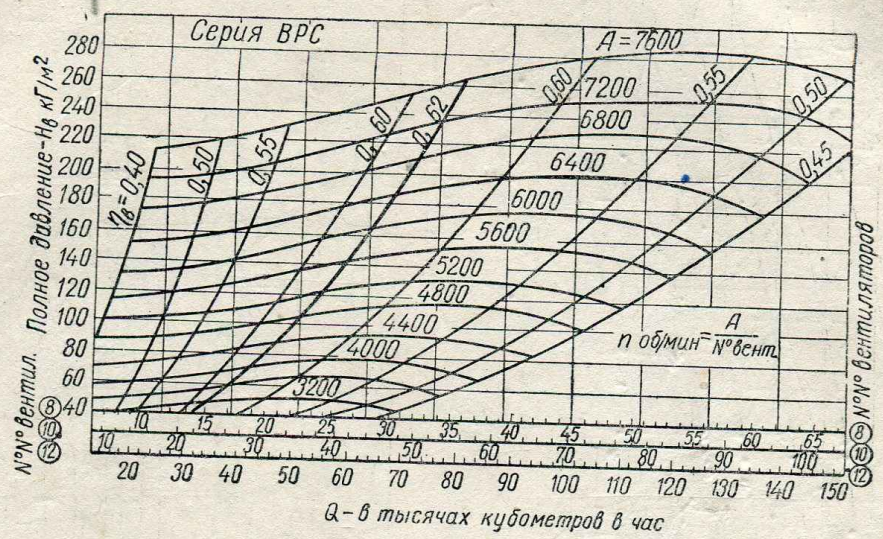
Пример. Требуется подобрать вентилятор, развивающий полное давление $H_в = 75$ *кГ/м²* при подаче $Q_ч = 10\,000$ *м³/час*.

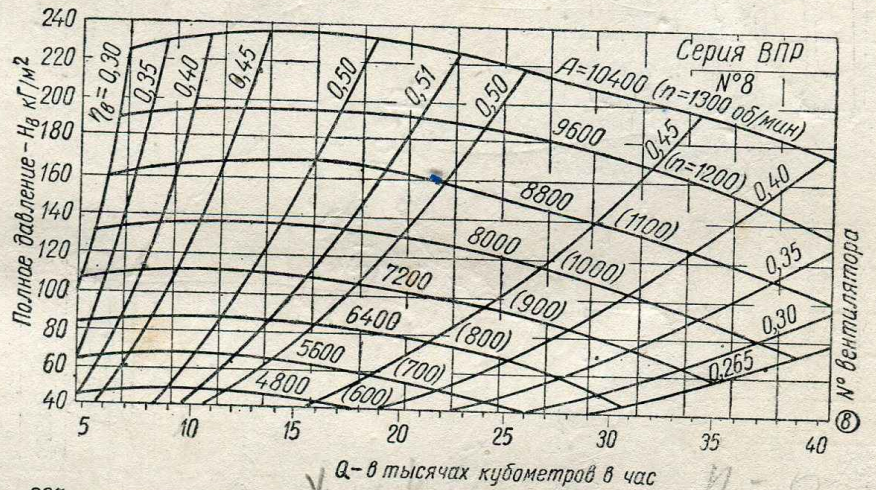
▲ В соответствии с заданием и желая подобрать вентилятор, работающий при этих условиях с к. п. д., близким к максимальному, мысленно проводим горизонтальную прямую от точки $H_в = 75$ *кГ/м²* до пересечения с кривой $\eta_{в.макс} = 0{,}665$ (см. пунктирную прямую, заканчивающуюся темной точкой). Опускаясь по вертикали от этой точки до пересечения кривой $Q = 10$ тыс. кубометров в час, видим, что нужный номер вентилятора — больше № 6 и меньше № 8.

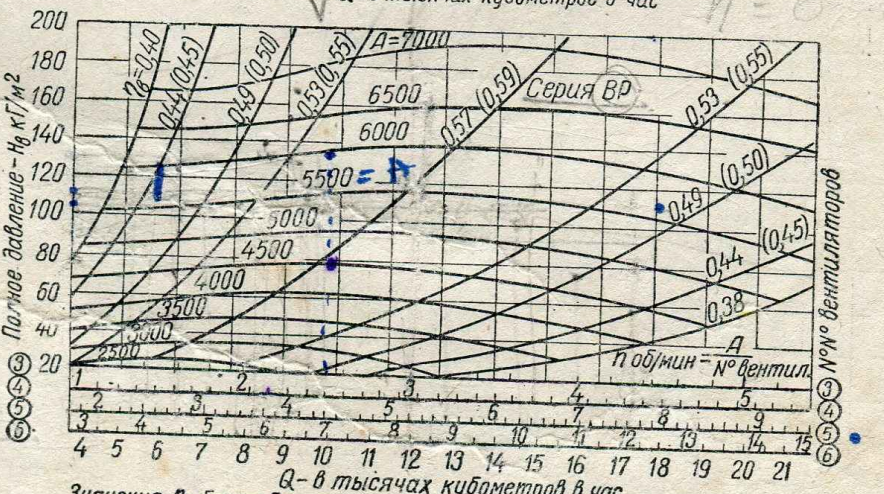
Так как № 7 в серии ВРН нет, то, принимая к установке вентилятор № 8, находим, что в этом случае $\eta_в = 0{,}63$ и $A = 7600$ (см. восходящую пунктирную вертикаль, заканчивающуюся светлой точкой); следовательно, необходимое

$$n = \frac{7600}{8} = 950 \text{ об/мин}.$$

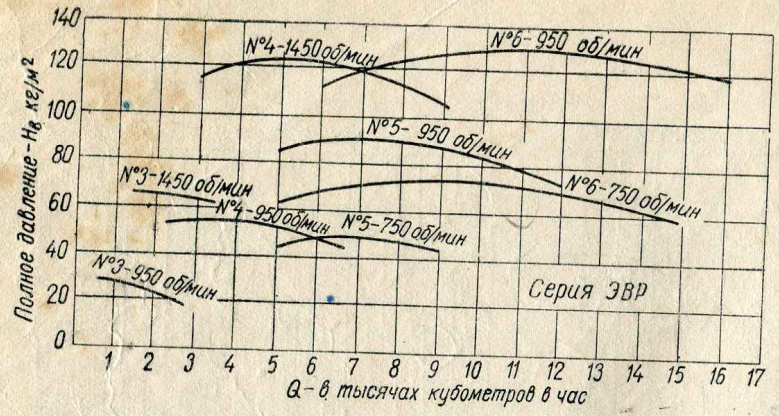
Для вентилятора № 6, как это можно найти аналогичным способом, $\eta_в = 0{,}62$, а необходимое число оборотов — близко к максимальному и равно $n \approx \frac{8900}{6} = 1480$ об/мин.



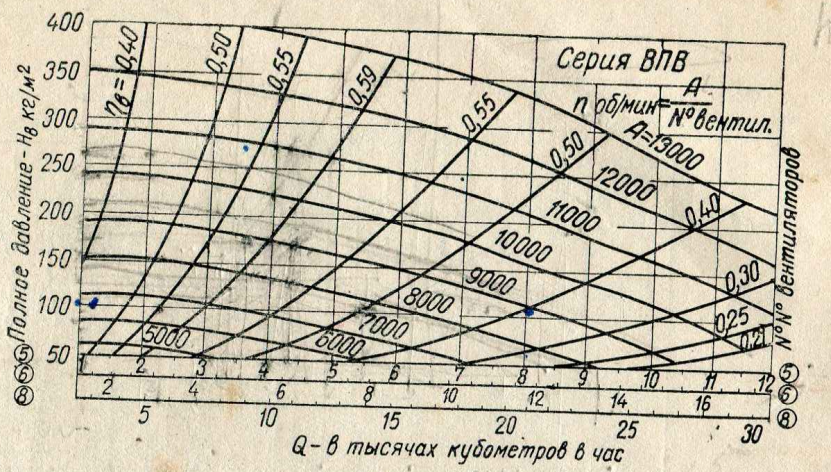


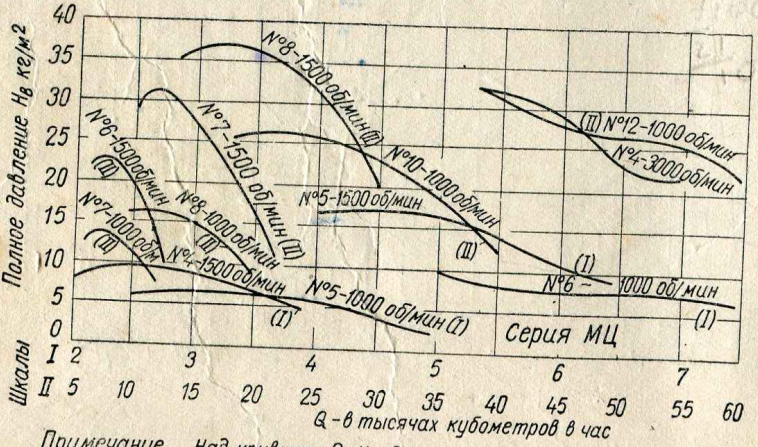


Значения ηв без скобок – при коническом входном патрубке, а в скобках при цилиндрическом

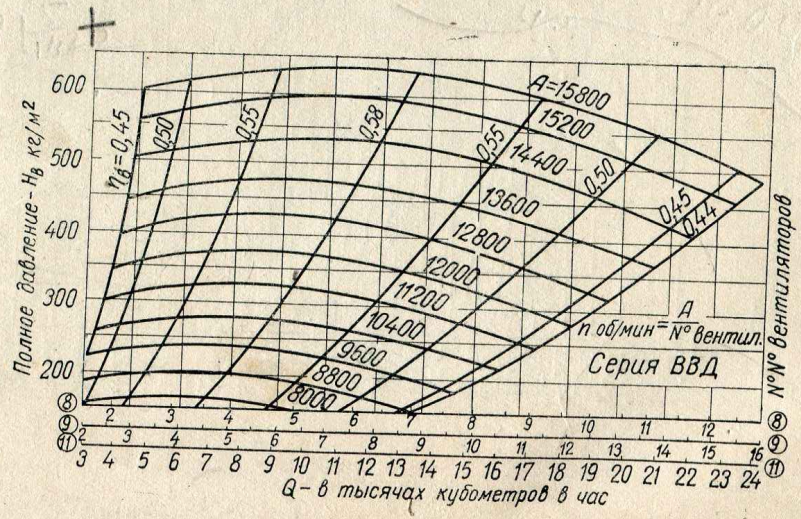


Кривые Q - $H_в$ даны в области работы с пределами $\eta_в \geqslant 0{,}45$ для №№ 3,4 и $\eta_в \geqslant 0{,}50$ для №№ 5 и 6



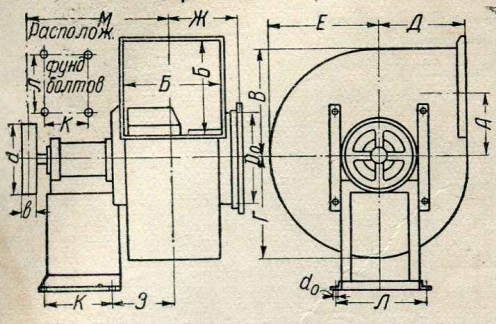


Примечание. Над кривыми Q - $H_в$ даны - номер вентилятора, число оборотов в мин, номер шкалы для отыскания Q (I или II)

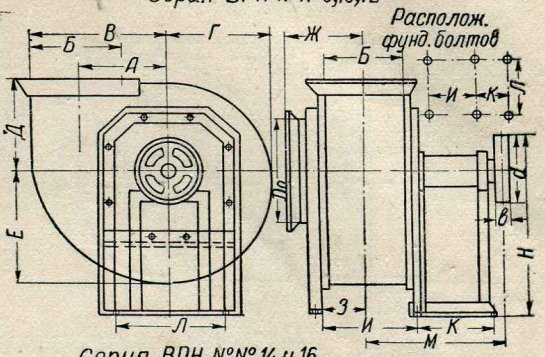


Продолжение

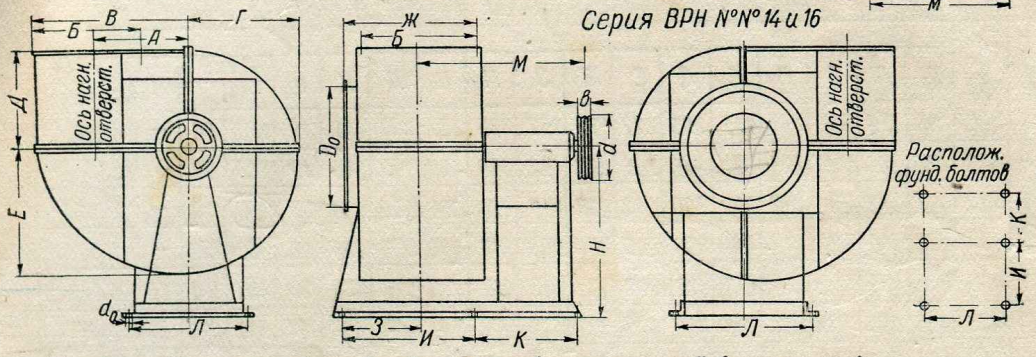
Серия ВРН №№ 4,5 и 6



Серия ВРН №№ 8,10,12



Серия ВРН №№ 14 и 16



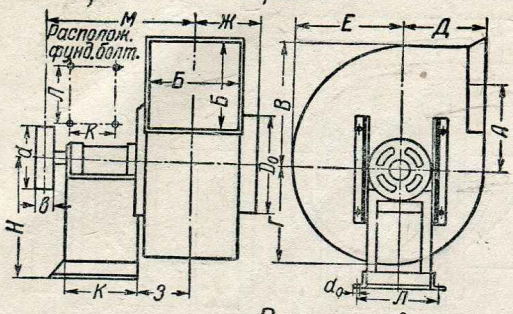
Основные обозначения, общие для всех установочных чертежей вентиляторов

Dкол – диаметр рабочего колеса
D_0 – диаметр всасывающего отверстия
Б – размер нагнетающего отверстия
d_0 – диаметр отверстий для фундаментных болтов

Размеры вентиляторов серии ВРН

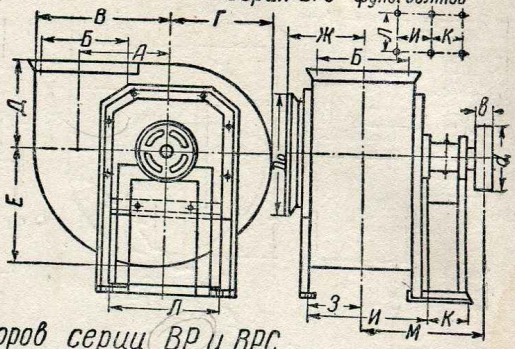
№вентилят.	в мм																		
	Dкол	D_0	А	Б	В	Г	Д	Е	Ж	З	М	Н	Л	К	d_0	И	Шкив		Вес без эл.двигат. в кг
																	d	в	
4	400	300	260	278	412	316	260	364	210	190	415	420	360	185	19	–	200	70	55
5	500	375	325	348	512	392	330	452	240	215	570	540	450	280	23	–	250	110	125
6	600	450	390	418	612	468	390	540	280	250	620	640	525	280	23	–	300	125	155
8	800	600	520	560	818	618	518	718	433	312	813	900	570	360	23	700	400	160	380
10	1000	750	650	700	1018	768	643	893	533	390	983	1150	640	450	27	850	500	125	658
12	1200	900	780	840	1218	918	768	1068	623	460	1125	1300	690	500	27	1000	600	150	853
14	1400	1050	910	980	1403	1053	885	1235	715	620	1295	1600	1270	900	27	900	700	122	1847
16	1600	1200	1040	1120	1603	1203	1010	1410	805	800	1376	1800	1400	1030	27	1030	700	122	2394

Серия ВР



Серия ВРС

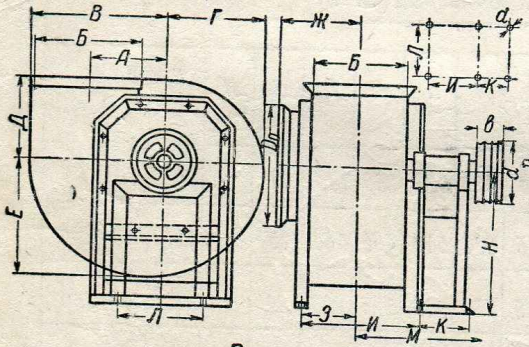
Расположение фунд. болтов



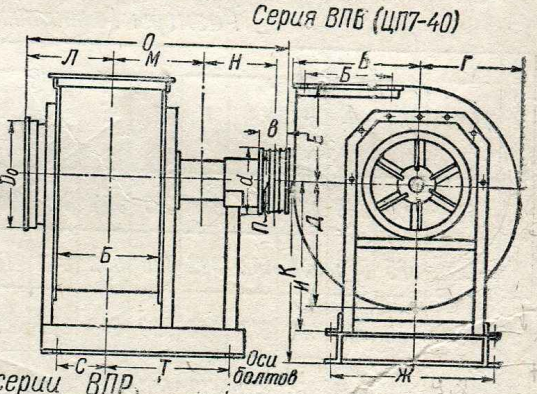
Размеры вентиляторов серии ВР и ВРС

№вент.	Dкол.	в мм														Шкив		И	Вес без эл.двигат.
		D_o	А	Б	В	Г	Д	Е	Ж	З	М	Н	Л	К	d_o	d	в		
3	300	360	196	210	313	241	205	277	172	152	355	350	290	185	19	160	50	–	41,6
4	400	455	261	280	413	317	269	365	203	192	390	420	360	185	19	200	70	–	56,1
5	500	575	325	350	512	392	330	452	240	215	570	540	450	280	23	250	110	–	125
6	600	670	390	420	612	468	390	540	280	250	618	640	525	280	23	300	125	–	155
8	800	640	520	560	818	618	518	718	433	312	918	900	570	360	23	400	160	700	478
10	1000	800	650	700	1018	768	643	893	533	390	1125	1150	640	450	27	500	225	850	746
12	1200	960	780	840	1218	918	768	1068	623	460	1233	1300	690	600	27	600	265	1000	978

Серия ВПР



Серия ВПВ (ЦП7-40)



Размеры вентиляторов серии ВПР

№вент.	Dкол.	в мм													Шкив		d_o	Вес без эл.двигат.
		D_o	Н	Б	В	Г	Д	Е	Ж	З	И	К	Л	М	d	в		
8	800	640	520	560	815	615	515	715	433	312	700	360	570	918	900	400	160	23	583 кг

Размеры вентиляторов серии ВПВ

d_o = 23 мм

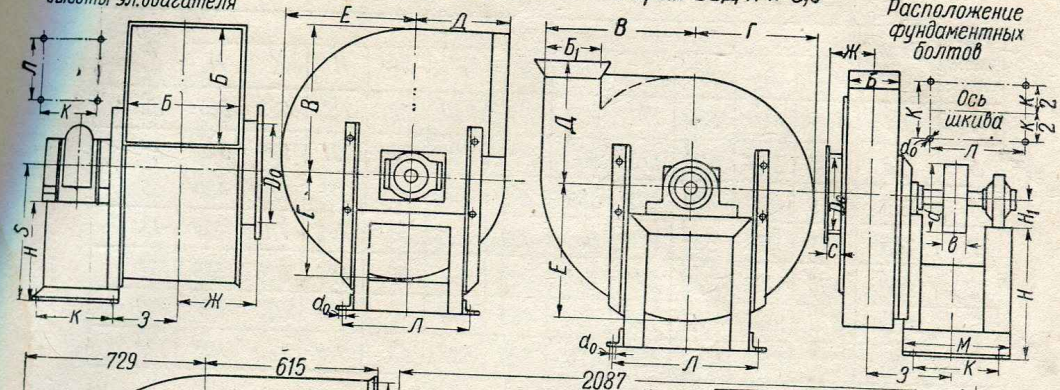
№вент.	Dкол.	в мм														Шкив		С	Т	Число ремней	Проф. ремня
		D_o	Б	В	Г	Д	Е	Ж	З	И	К	Л	М	Н	О	d	в				
5	500	325	300	435	338	375	300	490	500	450	550	250	280	220	828	180	156	140	360	7	Б
6	600	390	360	516	405	450	360	570	600	520	620	300	322	238	932	230	144	172	428	5	В
8	800	520	480	688	535	595	475	710	900	700	820	400	459	321	1280	315	198	230	670	5	Г

S-в зависимости от высоты эл.двигателя

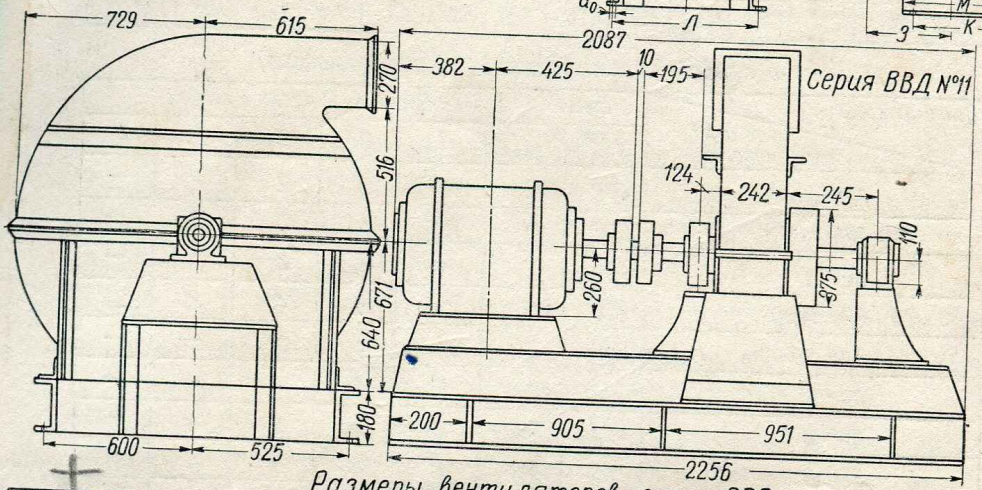
Серия ЭВР №№ 2÷6

Серия ВВД №№ 8,9

Расположение фундаментных болтов



Серия ВВД №11

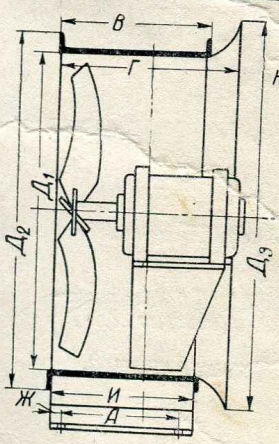


Размеры вентиляторов серии ЭВР

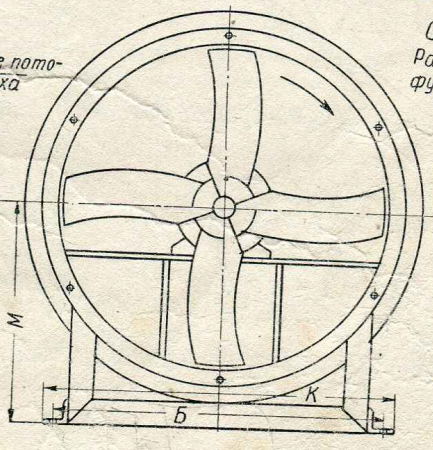
№№ вент.	D кол	в мм												Вес без эл.дв. (кг)
		$Д_0$	Б	В	Г	Д	Е	Ж	З	Л	К	Н	d_0	
2	200	160	140	217	169	145	193	101	97	215	150	153	15	10,4
3	300	360	210	313	241	205	277	172	148	290	220	250	19	30
4	400	455	280	413	317	369	365	203	188	360	260	325	19	45
5	500	575	350	513	393	333	453	242	214	450	320	400	23	97
6	600	670	420	613	469	397	541	278	247	525	400	450	23	130

Размеры вентиляторов серии ВВД

№№ вент.	D кол	в мм														Шкив		Д вала	Вес в кг	№шарикоподш.	№ корпуса
		А	Б	$Б_1$	В	Г	Д	Е	Ж	З	К	Л	М	Н	С	H_1	d_0	d	в				
8	800	270	198	200	572	484	442	530	183	403	370	615	550	550	83	100	26	225	175	60	270	11312	КС-60
9	900	300	198	230	625	537	542	581	165	414	400	615	594	590	75	110	26	225	175	65	320	11313	КС-65

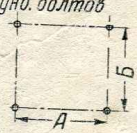


Направление потока воздуха



Серия МЦ

Расположение фунд. болтов



Размеры вентиляторов серии МЦ

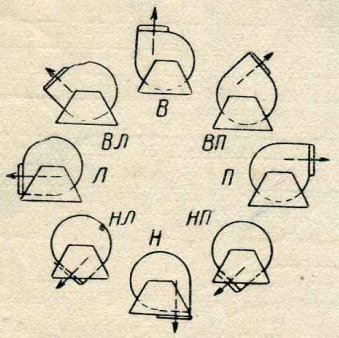
№№ вентилятор.	Dкол	в мм											Вес в кг
		$Д_1$	$Д_2$	$Д_3$	А	Б	В	Г	Ж	И	К	М	
4	400	404	440	500	170	405	214	250	22	210	430	280	22
5	500	505	540	620	175	500	235	280	30	231	530	340	27
6	600	606	650	730	235	590	295	350	30	291	620	420	56
7	700	707	750	855	270	680	330	393	30	325	710	420	64
8	800	808	850	975	325	840	425	498	30	415	900	550	159
10	1000	1010	1054	1210	400	990	480	570	40	470	1060	670	265
12	1200	1212	1255	1450	500	1170	580	688	40	570	1240	800	270

Данные о приводе вентиляторов (клиноременные)

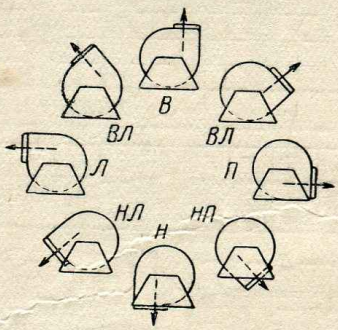
Вентиляторы тип и № вентилятора	Шкив		Профиль и число канавок				
	Диаметр в мм	Ширина в мм	А	Б	В	Г	Д
ВРН-8	400	72	4	3	2	1	—
ВРН-10	500	93	5	4	3	2	—
ВРН-12	600	135	8	6	4	3	—
ВРН-14,16	700	122	—	5	4	3	2
ВР-5	250	127	7	5	3	—	—
ВР-6	300	135	8	6	4	—	—
ВРС-8	400	160	9	7	5	4	—
ВРС-10	500	184	11	8	6	4	4
ВРС-12	600	276	—	11	9	7	6

Взаимные положения кожухов вентиляторов

правого вращения



левого вращения



Для вентиляторов правого вращения возможны следующие положения кожуха:

ЭВР №№ 2, 3, 4, 5, 6
ВРН №№ 4, 5, 6, 14 и 16
ВР №№ 3, 4, 5 и 6
} Л, В и П

ВВД №№ 8 и 9 – В, П, Л и Н

ВВД №11 – П и Л

ВРН №№ 8, 10 и 12
ВРС №№ 8, 10 и 12
ВПР №8
} Л, ВЛ, В, ВП, П и НП

ВПВ №№ 5, 6 и 8 – Л, ВЛ, В, ВП, П, НП и промежуточные между ними (поворот 22,5°)

Вентиляторы левого вращения имеют те же положения кожуха, но в зеркальном изображении

ЛИТЕРАТУРА

Общая

1. *Афанасьев П. А.* Мукомольные мельницы. СПБ, 1883.
2. *Зворыкин К. А.* Курс по мукомольному производству. Харьков, 1894.
3. *Козьмин П. А.* Мукомольно-крупяное производство. Гостехиздат, М., 1925.
4. Коллектив авторов. Технология мукомольного производства. Под редакцией проф. Я. Н. Куприца. Заготиздат, 1951.
5. *Панченко А. В.* Вентиляционные установки мельниц и элеваторов. Заготиздат, М., 1938.
6. *Аше Б. М.* и *Максимов Г. А.* Отопление и вентиляция, т. II. Стройиздат, 1940.
7. *Синцеров А. Д.* Вентиляционные установки элеваторов, мельниц и крупозаводов. Заготиздат, 1943.
8. *Синцеров А. Д.* и *Павлов В. Н.* Вентиляционные установки элеваторов, мельниц и крупозаводов. Заготиздат, 1950.
9. *Флавицкий И.* Результаты исследования причин вредного влияния внутреннего воздуха в зданиях в зависимости от способов отопления и искусственной вентиляции. СПБ, приложение к т. XIX «Записок Академии наук» № 5, 1884.
10. *Орлов А. И.* Русская отопительно-вентиляционная техника. Стройиздат, М., 1950.

К разделу первому

11. *Батурин В. В.* и *Эльтерман В. М.* Аэрация промышленных зданий. Государственное издательство литературы по строительству и архитектуре, М., 1953.
12. *Пальцев В. С.* Исследование аспирации. Госторгиздат, М., 1937.
13. *Батурин В. В., Каплинский И. Л., Лондон Н. И., Маршак С. Г.* и *Шифман Г. М.* Воздушные души. Стройиздат, М., 1940.
14. *Батурин В. В.* Промышленная вентиляция. Стройиздат, М., 1948.
15. *Хлопин Г.* Основы гигиены. Госиздат, 1923.
16. *Максимов Г. А.* Отопление и вентиляция, ч. II. Стройиздат, М., 1949.
17. *Шахбазян Г. Х.* Гигиеническое нормирование микроклимата производственных помещений. Госмедиздат УССР, Киев, 1952.

К разделу второму

18. *Дегтярев Н. В.* Контрольно-измерительные приборы для отопительно-вентиляционных установок. Стройиздат, М., 1949.
19. *Попов С. Г.* Измерение воздушных потоков. Гостехиздат, М., 1947.
20. *Жуковский Н. Е.*, проф. Теоретические основы воздухоплавания. ГОНТИ, М., 1925.
21. *Конаков П. К.* Новая формула для коэффициента сопротивления гладких труб. Доклады Академии наук СССР, т. II, № 7, 1946.
22. *Мурин Г. А.* Гидравлическое сопротивление стальных труб. «Известия ВТИ», № 10(162), 1948.
23. *Копьев С. Ф.* Действительные и расчетные гидравлические потери в теплопроводах. «Тепло и сила» № 11, 1934.
24. *Калинушкин М. П.* Пневматический транспорт. «Труды ЦАГИ», вып. 266, 1936.

25. *Идельчик И. Е.* Справочник по гидравлическому сопротивлению фасонных и прямых частей трубопроводов. ЦАГИ, М., 1950.
26. «Промышленная аэродинамика». Сборник статей под редакцией С. А. Довжика, издательство «Бюро новой техники Народного комиссариата авиационной промышленности», 1944.
27. «Промышленная аэродинамика». Сборник № 3 под редакцией заслуженного деятеля науки и техники проф. К. А. Ушакова, ЦАГИ, М., 1947.
28. *Баулин К. К.* и *Идельчик И. Е.* Экспериментальные исследования течения воздуха в коленах. «Технические заметки ЦАГИ», вып. 23, 1934.
29. *Ханжонков В. И.* и *Талиев В. М.* Уменьшение сопротивления квадратных отводов направляющими лопатками. «Технические заметки ЦАГИ» № 110, 1947.
30. *Левин С. Р.* Сопротивление тройников вытяжных воздуховодов. Изд. Новосибирского инженерно-строительного института, 1939.
31. *Рамзин Л. К.* Газовое сопротивление слоев сыпучих материалов. «Известия Теплотехнического института» № 7 (20), 1926.
32. *Дрогалин К. В.* Измерение скорости движения воздуха в неподвижном слое зерна. «Мукомолье», № 5, 1937.

К разделу третьему

33. *Тарутин П. П.* Исследовательская работа по аспирации. «Советское мукомолье и хлебопечение» № 12, 1930.
34. *Годжелло Г. М.* Лабораторные исследования взрывчатости аэровзвесей. Информационный сборник Центрального научно-исследовательского института противопожарной обороны «Противопожарная техника и профилактика», ЦНИИПО, 1951.
35. *Ромашов Г. И.* Основные принципы и методы определения дисперсного состава промышленной пыли. ЛИОТ, 1938.

К разделу четвертому

36. *Шнеерсон Б. Л.* Электрическая очистка газов. Металлургиздат, М., 1950.
37. *Жебровский С. П.* Электрофильтры. Энергоиздат, М., 1950.
38. *Смухнин Б. Н.* и *Коузов Б. А.* Центробежные пылеотделители — циклоны. ОНТИ, М., 1935.
39. *Панченко А. В.* Неиспользуемые возможности улучшения работы циклонов. «Мукомолье и элеваторно-складское хозяйство» № 10, 1940.
40. *Панченко А. В.* Групповые циклоны ОМЭИ. «Труды Одесского института инженеров мукомольной промышленности и элеваторного хозяйства имени И. В. Сталина», вып. III, Заготиздат, 1952.
41. *Бутаков С. Е.* Аэродинамика систем промышленной вентиляции. Профиздат, М., 1949.
42. Сборник аннотаций научно-исследовательских работ по оздоровлению условий труда, выполненных институтами охраны труда ВЦСПС в 1947—1950 гг. Профиздат, М., 1952.
43. Модернизация оборудования и улучшение технологического процесса на мельницах Главмуки. Заготиздат, 1950.
44. *Шепелев И. А.* Основы расчета воздушных завес, приточных струй и пористых фильтров. Стройиздат, М., 1950.
45. *Панченко А. В.* Вопросы борьбы с разрежением в зданиях мельниц и крупяных заводов. «Труды Одесского института инженеров мукомольной промышленности и элеваторного хозяйства имени И. В. Сталина», т. II. Одесса, 1948.
46. Кондиционирование воздуха под редакцией доц. Н. В. Дегтярева. Стройиздат, М., 1953.
47. *Мухин В. В.* Кондиционирование воздуха и его применение в хлебопекарных предприятиях. Пищепромиздат, М., 1950.
48. *Коузов П. А.* Циклоны ЛИОТ с водяной пленкой. ЛИОТ, Л., 1952.
49. *Коузов П. А.* Бумажные фильтры. Сборник «Фильтры для очистки воздуха». Стройиздат, М., 1949.
50. *Кучерук В. В.* и *Красилов Г. И.* Новые способы очистки воздуха от пыли. Машгиз, М., 1950.

К разделу пятому

51. *Панченко А. В.* Критический анализ методов расчета вентиляции. «Известия Одесского института технологии зерна и муки имени И. В. Сталина» № 2—3, 1931.

52. *Туркус В. А.* и *Лихушин Н. М.* Расчет разветвленных трубопроводов промышленной вентиляции и пневматического транспорта (по Блессу). Обработанный перевод с немецкого с дополнениями, вып. I и II, изд. «Вестника металлопромышленности», М., 1927—1928.
53. *Каменев П. Н.* Аналитический расчет сложного вентиляционного трубопровода. Сталино, 1931.
54. *Каменев П. Н.* Динамика потоков промышленной вентиляции. Стройиздат, 1938.
55. *Жеравов Г. В.* Расчет разветвленных воздуховодов по методу динамических напоров. «Отопление и вентиляция» № 9, 1931.
56. *Максимов Г. А.* Расчет вентиляционных воздуховодов. Государственное издательство литературы по строительству и архитектуре, Л.-М., 1952.
57. Материалы по проектированию технологической части действующих мельниц. Заготиздат, М., 1951.

К разделу шестому

58. *Поликовский В. И.* Вентиляторы, воздуходувки и компрессоры. Машгиз, М., 1938.
59. *Бычков А. Г.* Осевые вентиляторы ЦАГИ серии У. «Труды ЦАГИ», вып. 362, 1938.
60. *Бычков А. Г.* Осевые вентиляторы ЦАГИ серии В. «Труды ЦАГИ», вып. 463, 1940.
61. *Невельсон М. И.* Аэродинамика центробежного вентилятора. «Труды ЦАГИ», вып. 580, 1946.
62. *Рысин С. А.* Вентиляторные установки. Промстройиздат, М., 1948.
63. *Рысин С. А.* Вентиляторы общепромышленного назначения. Стройиздат, М., 1951.
64. *Юдин Е. Я.* Осевые вентиляторы ЦАГИ серии МЦ. Стройиздат, М., 1949.
65. *Калинушкин М. П.* Насосы и вентиляторы. Государственное издательство литературы по строительству и архитектуре. М., 1952.

К разделу седьмому

66. *Богуславский Л. Д.* Техническая эксплуатация отопительных и вентиляционных систем. Изд. Министерства коммунального хозяйства РСФСР, М., 1953.
67. *Бромлей М. Ф.* и *Кучерук В. В.* Технические испытания вентиляционных установок. Государственное издательство литературы по строительству и архитектуре, М., 1952.
68. *Панченко А. В.* Эксплуатация вентиляционных установок мельниц. Заготиздат, М., 1944.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Стр.

Предисловие 3
Введение 5

Раздел первый. **Системы и задачи вентиляции**

Глава I. Системы вентиляции 1
1. Обзор способов осуществления воздухообмена в помещениях 1
2. Общая характеристика основных частей вентиляционных установок . . 1
3. Разновидности вентиляционных установок элеваторов, мельниц, крупяных и комбикормовых заводов 26

Глава II. Гигиенические и технологические задачи вентиляции 34
4. Гигиенические задачи вентиляционных установок 3
5. Технологические задачи вентиляционных установок 3

Глава III. Условия образования и удаления теплоты и влаги . . . . . .
6. Процессы теплообразования при размоле зерна . . . . . .
7. Понятие об энерго-тепловом балансе процессов измельчения зерна .
8. Возможности использования для отопления мельниц энергии, затрачиваемой на помол зерна . . . . . .
9. Условия предотвращения отложений пыли в воздуховодах под влиянием конденсации влаги в них . . . . . .

Раздел второй. **Элементы промышленной аэродинамики**

Глава IV. Закон сохранения массы и энергии в применении к вентиляционной технике . . . . . .
10. Закон сохранения массы и уравнения неразрывности движения жидкости . . . . . .
11. Закон сохранения энергии и уравнение Д. Бернулли в применении к вентиляционной технике . . . . . .
12. Применение уравнения Д. Бернулли для анализа распределения давлений по длине вентиляционных воздуховодов . . . . . .
13. Измерение малых разностей давлений и скоростей движения воздуха

Глава V. Потери давления в воздуховодах и аспирируемом оборудовании . . .
14. Понятие о вязкости воздуха 6
15. Потери давления в прямолинейных воздуховодах 8
16. Потери давления в фасонных частях воздуховодов 9
17. Потери давления в разветвленном воздуховоде 11
18. Сопротивление оборудования движению аспирируемого воздуха . . . 12

Раздел третий. **Пыль и пылевоздушные смеси**

Глава VI. Физико-химические свойства, состав и строение пыли 12
19. Пыль как дисперсная система 12
20. Взвешивающая скорость воздуха для частиц пыли и скорость осаждения их в воздухе 13