

К13
А.В. Панченко

ВЕНТИЛЯЦИОННЫЕ УСТАНОВКИ

ЭЛЕВАТОРОВ, МЕЛЬНИЦ,
КРУПЯНЫХ И КОМБИКОРМОВЫХ
ЗАВОДОВ



А. В. Панченко

Вентиляционные установки

мельниц и элеваторов

(задачи установок, теория и расчет их)

1938 г.

НАРОДНЫЙ КОМИССАРИАТ ЗАГОТОВОК СССР

Доц. А. В. ПАНЧЕНКО

664.7/073

П

СЧ

П167

ВЕНТИЛЯЦИОННЫЕ УСТАНОВКИ МЕЛЬНИЦ И ЭЛЕВАТОРОВ

(ЗАДАЧИ УСТАНОВОК, ТЕОРИЯ И РАСЧЕТ ИХ)

Допущено Управлением учебных
заведений Наркомзага СССР
в качестве учебного пособия
для втузов

ПЕРЕОБЛІК
20 09 Р.

102523

Переучет 19 16 г.

ОНАХТ 10.11.09
Вентиляционные устан



102523

ЗАГОТИЗДАТ

МОСКВА

1938

О Г Л А В Л Е Н И Е

Стр.

Введение

| | |
|--|---|
| Значение вентиляционных установок мельничных и элеваторных предприятий | 8 |
|--|---|

Первая глава

Задачи вентиляционных установок

| | |
|---|----|
| I. Гигиенические задачи вентиляционных установок | 11 |
| § 1. Современные взгляды на гигиеничность состояний воздуха | 11 |
| 1. Химико-физиологические теории вентиляции | 11 |
| 2. Физическая теория вентиляции | 13 |
| § 2. Понятие об эффективной температуре | 14 |
| 1. Величина теплоотдачи организма в зависимости от температуры, влажности и скорости движения воздуха | 14 |
| 2. Определение эффективных температур | 16 |
| 3. Нормальная шкала и номограмма эффективных температур | 17 |
| 4. Комфортабельные эффективные температуры | 18 |
| 5. Недостатки учения об эффективных температурах | 19 |
| 6. Задачи проектирования вентиляционных установок в связи с учением об эффективных температурах | 20 |
| § 3. Кататермометр Хилла | 20 |
| 1. Основное назначение кататермометра | 20 |
| 2. Устройство кататермометра и методика работы с ним | 20 |
| 3. Определение величины фактора кататермометра | 22 |
| 4. Оценка комфортабельности „климата“ помещений при помощи показаний кататермометра | 22 |
| 5. Недостатки кататермометра и другие приборы для оценки вентиляционного комфорта | 23 |
| 6. Возможности применения кататермометра при испытании вентиляционных установок | 24 |
| II. Технологически-промышленные задачи вентиляционных установок мельниц и элеваторов | 24 |
| § 4. Вентиляция помещений | 24 |
| 1. Кондиционирование воздуха и поддержание постоянства „климата“ в помещении как техническая задача | 24 |
| 2. Влияние климата в помещении на зольность выпускаемой продукции, выход муки и производительность мельничного завода | 26 |
| 3. Метод обеспыливания помещений | 27 |
| § 5. Аспирация машин | 27 |
| 1. Машины, аспирируемые и работающие воздушными потоками | 27 |
| 2. Характеристика задач аспирации машин той и другой группы | 28 |

Вторая глава

Воздух, влага, тепло и пыль — объекты задач вентиляционных установок

| | |
|--|----|
| I. Воздух как рабочий агент вентиляционных установок и его основные свойства | 30 |
| § 6. Характеристическое уравнение в вентиляционной технике | 30 |

| | |
|---|-----|
| 1. Способ характеристики состояния воздуха | 30 |
| 2. Размерности величин характеристического уравнения | 30 |
| 3. Понятия о давлении и напоре | 31 |
| 4. Удельный вес и плотность сухого воздуха | 31 |
| 5. Пределы колебаний давления и значение их для расчетов вентиляционных установок | 33 |
| § 7. Воздух как носитель тепла и влаги | 34 |
| 1. Влажность действительного атмосферного воздуха | 34 |
| 2. Показатели степени влажности и влагоемкости воздуха | 34 |
| 3. Удельный вес влажного воздуха | 35 |
| 4. Аналитическое определение влагосодержания воздуха | 38 |
| 5. Понятие о стандартном состоянии воздуха | 39 |
| 6. Теплосодержание влажного воздуха и определение величины его при помощи диаграммы $t-x$ | 40 |
| § 8. Условия образования и удаления тепла и влаги | 43 |
| 1. Необходимость охлаждения размалывающих машин | 43 |
| 2. Процессы теплообразования при размоле на вальцевых станках | 44 |
| 3. Ориентировочный энерготепловой баланс процессов дробления | 48 |
| 4. Возможности использования энергии, затраченной на дробление, для отопления мельниц | 51 |
| 5. Влажный и тепловой балансы работы вальцевого станка | 52 |
| 6. Условия предотвращения конденсации влаги в воздуховодах | 62 |
| § 9. Вязкость воздуха | 69 |
| 1. Понятие о вязкости и величине ее для воздуха | 69 |
| 2. Значение вязкости в вопросах вентиляционной техники | 71 |
| II. Пыль и ее свойства | 72 |
| § 10. Состав и строение элеваторной и мельничной пыли | 72 |
| 1. Процессы пылеобразования на элеваторах и мельницах | 72 |
| 2. Общая характеристика мельнично-элеваторной пыли | 74 |
| § 11. Физико-химическая природа и свойства пыли | 77 |
| 1. Определение понятия пыль | 77 |
| 2. Пыль как аэрозоль и аэрогель | 78 |
| 3. Общие физические свойства пыли | 78 |
| 4. Электрические свойства пыли | 85 |
| 5. Химические свойства пыли | 86 |
| § 12. Взрывные свойства пыли | 87 |
| 1. Воспламенение, горение и взрыв пыли | 87 |
| 2. Температуры воспламенения элеваторной и мельничной пыли | 88 |
| 3. Взрывные давления и концентрации пыли | 89 |
| 4. Причины и условия возникновения взрывов пыли | 93 |
| 5. Методы предотвращения взрывов пыли и ослабления последствий их | 96 |
| § 13. Влияние пыли на организм работников элеваторных и мельничных предприятий | 100 |
| § 14. Основы методов исследования пыли и запыленности воздуха | 102 |
| 1. Общий обзор методов | 102 |
| 2. Гравиметрические методы определения запыленности воздуха | 102 |
| 3. Сущность кониометрических методов определения запыленности воздуха | 106 |
| 4. Исследование собственно пыли | 107 |

Третья глава

Элементы теории воздушных потоков и промышленной аэродинамики

| | |
|--|-----|
| § 15. Основные определения | 110 |
| § 16. Уравнение неразрывности струи | 111 |
| § 17. Уравнение Бернулли и его значение в вентиляционной технике | 112 |
| 1. Уравнение в общей форме | 112 |
| 2. Уравнение Бернулли в применении к вентиляционным воздуховодам | 114 |
| 3. Применение уравнения Бернулли к анализу распределения напоров в вентиляционных воздуховодах | 119 |
| § 18. Режимы потоков и потери давления в прямолинейных воздуховодах | 128 |
| 1. Определение, особенности и значение режимов потока | 128 |
| 2. Поле скоростей и потери напора при ламинарном режиме | 136 |
| 3. Поле скоростей при турбулентном режиме | 139 |

| | |
|---|-----|
| 4. Потери напора при турбулентном режиме | 146 |
| 5. Значения коэффициентов сопротивления трубы для чистого воздуха . . | 153 |
| § 19. Потери давления в фасонных частях воздухопроводов | 161 |
| 1. Фасонные части воздухопроводов как местные сопротивления | 161 |
| 2. Сопротивление входа постоянного сечения | 164 |
| 3. Сопротивление коллекторов | 168 |
| 4. Сопротивление выхода и диффузоров | 172 |
| 5. Сопротивление колен и отводов | 177 |
| а) Причины, вызывающие потери напора при изгибах воздухопроводов | 178 |
| б) Влияние числа Рейнольдса и шероховатости на величину коэффициента сопротивления колена | 185 |
| с) Коэффициенты сопротивления для колен с круглым и квадратным поперечными сечениями | 187 |
| д) Коэффициенты сопротивления для колен с прямоугольным поперечным сечением | 194 |
| 6. Сопротивление тройников | 200 |
| а) Характер потерь в тройниках аспирирующей сети | 200 |
| б) Величины коэффициентов сопротивления тройников всасывающих воздухопроводов | 204 |
| с) Сопротивление тройников нагнетающих воздухопроводов | 205 |
| 7. Сопротивление различных других деталей воздуховода | 208 |
| 8. Сопротивление разветвленного воздуховода | 210 |
| § 20. Сопротивление аспирируемых машин движению в них воздуха | 212 |
| § 21. Взвешивание и транспортирование сыпучих материалов воздушным потоком | 216 |
| 1. Величины взвешивающих скоростей и коэффициентов сопротивления для мельнично - элеваторной пыли и зерна различных культур | 216 |
| 2. Скорость движения транспортируемых частиц и распределение их по сечению воздуховода | 225 |
| 3. Потери напора при движении запыленного воздуха, транспортирующего сыпучие материалы | 231 |
| § 22. Скоростные поля у аспирирующих и нагнетающих отверстий | 236 |

Четвертая глава

Расчет вентиляционных сетей

| | |
|---|-----|
| I. Общие основы методики расчета разветвленных воздухопроводов | 244 |
| § 23. Содержание расчета вентиляционной сети | 244 |
| § 24. Подготовка данных к проведению расчета | 245 |
| § 25. Расчет вентиляционной сети по методу полных напоров | 247 |
| § 26. Регулирование пропускной способности ответвлений при помощи диафрагмы | 262 |
| II. Расчет вентиляционной сети по методу потерь напора на единицу длины (метод Ритшеля) | 266 |
| § 27. Сопротивление вентиляционной сети | 266 |
| § 28. Подбор диаметров ответвлений магистрали | 268 |
| III. Расчет вентиляционной сети по методу эквивалентных отверстий | 269 |
| § 29. Понятие об эквивалентном отверстии | 269 |
| 1. Общее определение понятия | 269 |
| 2. Уточнение понятия об эквивалентном отверстии | 271 |
| § 30. Величины эквивалентных отверстий для различных частей воздухопроводов | 274 |
| 1. Общие формулировки понятий | 274 |
| 2. Величина эквивалентного отверстия трения | 275 |
| 3. Величина отверстия, эквивалентного местному сопротивлению | 276 |
| 4. Величина отверстия, эквивалентного сопротивлению машины | 276 |
| 5. Величина эквивалентного отверстия выхода из трубы | 277 |
| § 31. Сложение эквивалентных отверстий | 278 |
| 1. Характеристика положения участка в сети | 278 |
| 2. Параллельная сумма эквивалентов | 278 |
| 3. Последовательная сумма эквивалентов | 279 |
| § 32. Выражение общего эквивалентного отверстия вентиляционной сети в целом. Понятие об эквивалентной длине | 282 |
| § 33. Определение диаметров ответвлений сети | 287 |
| § 34. Определение действительных скоростей воздуха в участках разветвленного воздуховода | 292 |

| | |
|---|-----|
| § 35. Порядок расчета вентиляционных сетей, несущих беспыльный воздух . . . | 295 |
| § 36. Порядок расчета вентиляционных сетей, несущих запыленный воздух . . . | 296 |
| § 37. Техника расчета по методу эквивалентных отверстий | 300 |
| § 38. Краткое сопоставление различных методов расчета вентиляционных сетей | 304 |

Пятая глава

Пылеотделители и подбор их к рассчитываемой сети

| | |
|--|-----|
| § 39. Способы пылеотделения и краткий обзор типов пылеотделителей . . . | 306 |
| 1. Пылеотделение под влиянием сил тяжести | 307 |
| 2. Центробежные пылеотделители | 308 |
| 3. Фильтры - пылеотделители | 310 |
| 4. Контактно - поверхностные пылеотделители | 318 |
| 5. Мокрые пылеотделители | 319 |
| 6. Электрическое пылеотделение | 323 |
| § 40. Характеристика работы фильтрующих тканей | 326 |
| § 41. Нагнетательные фильтры. Разновидности конструкций и данные для подбора | 332 |
| 1. Вертикальные рукавные фильтры | 332 |
| 2. Звездчатые фильтры | 333 |
| 3. Определение необходимых размеров фильтра | 340 |
| § 42. Особенности всасывающих фильтров и данные для подбора их | 343 |
| § 43. Работа циклонов и методика подбора их к рассчитываемой сети | 350 |
| 1. Процесс пылеотделения в циклонах | 350 |
| 2. Распространенные разновидности конструкций циклонов и работа их | 356 |
| 3. Подбор циклона к проектируемой сети | 368 |
| 4. Последовательное соединение циклонов с нагнетательными фильтрами | 375 |
| 5. Подбор циклона для пневматического транспорта пыли | 377 |

Шестая глава

Подбор вентилятора к рассчитываемой сети

| | |
|---|-----|
| § 44. Основные понятия о работе вентиляторов | 378 |
| 1. Теоретическая величина напора, развиваемого вентилятором | 379 |
| 2. Мощность, затрачиваемая вентилятором, и коэффициенты его полезного действия | 383 |
| § 45. Характеристики вентиляторов и законы пропорциональности | 386 |
| 1. Способы испытания вентиляторов | 387 |
| 2. Связь между характеристикой вентиляционной сети и характеристикой вентилятора | 390 |
| 3. Законы пропорциональности | 391 |
| 4. Виды характеристик вентилятора | 393 |
| 5. Применение индивидуальных характеристик для подбора вентиляторов к рассчитываемой сети | 397 |
| § 46. Типы и конструкции вентиляторов | 399 |
| 1. Классификация типов вентиляторов | 399 |
| 2. Осевые вентиляторы (быстроходные и средней быстроходности) | 401 |
| 3. Центробежные вентиляторы (тихоходные) | 404 |

Приложения

| | | |
|---------|---|-----|
| Таблицы | I. Нормальная шкала эффективных температур | 410 |
| " | II. Данные о сухом и влажном воздухе при давлении 760 мм рт. столба | 412 |
| " | III. Сводная таблица коэффициентов местных сопротивлений | 413 |
| " | IV. Потери напора на 1 метр длины воздуховода | 415 |
| " | V. Таблица значений $\left(\frac{Q}{Q'}\right)^{0,4}$ и $\left(\frac{Q'}{Q}\right)^{0,8}$ | 420 |
| " | VI. Всасывающий фильтр Главпродмашины | 421 |
| " | VII. Всасывающий фильтр „Миаг“ | 422 |
| " | VIII. Нагнетательный фильтр Главпродмашины | 424 |
| " | IX. Звездчатый нагнетательный фильтр „Empire“ | 425 |
| " | X. Одинарный звездчатый фильтр открытого типа | 426 |
| " | XI. Двойной звездчатый фильтр открытого типа | 427 |
| " | XII. Звездчатый фильтр открытого типа | 428 |

| | | |
|---------|---|-----|
| Таблицы | XIII. Рамный звездчатый фильтр Барнард-Лис | 430 |
| " | XIV. Закрытый звездчатый фильтр „Монитор“ | 431 |
| " | XV. Закрытый звездчатый фильтр „Ниагара“ | 432 |
| " | XVI. Закрытый звездчатый фильтр Вольф | 434 |
| " | XVII. Циклон ЛИООТ | 436 |
| " | XVIII. Американские циклоны конического типа | 437 |
| " | XIX. Циклоны Нордаик-Мармон | 438 |
| " | XX — XXV. Характеристики центробежных пылевых вентиляторов ЦАГИ | 440 |
| " | XXVI — XXIX. Характеристики центробежных вентиляторов среднего давления | 443 |
| " | XXX — XXXVI. Установочные чертежи и размеры центробежных пылевых вентиляторов ЦАГИ и вентиляторов среднего давления | 445 |
| " | XXXVII — XLIII. Характеристики, установочный чертеж и размеры центробежных вентиляторов низкого давления завода „Вентилятор“ | 452 |
| " | XLIV — LIII. Характеристики, установочный чертеж и размеры центробежных пылевых вентиляторов опытного завода им. Ярославского | 456 |
| " | LIV — LVIII. Характеристики, установочный чертеж и размеры центробежных вентиляторов Главпродмашины | 462 |
| " | LIX — LXVI. Характеристики и основные размеры осевых четырехлопастных вентиляторов ЦАГИ | 466 |

за границей среди этой категории рабочих возрастает по сравнению с другими в 2,25 раза, достигая 5,42 на 1000 чел.

Лишь благодаря распространению и усовершенствованию вентиляционных установок современные мельницы, по замечанию Джиббса¹, „стали блистать отсутствием пыли“.

2. Предупреждение возможности возникновения пожаров и взрывов на мельницах и элеваторах. При некотором, относительно небольшом, как это подробнее изложено ниже, содержании мельничной или элеваторной пыли в воздухе последняя приобретает взрывные свойства весьма большой силы. Пылевые взрывы наблюдаются и в других отраслях промышленности (деревянообделочной, пробковой, сахаро-рафинадной и др.), но наиболее часто ими поражаются предприятия, связанные с механической переработкой зерновых продуктов. По данным статистики США и Канады 55% пылевых взрывов приходится на эти предприятия (мельницы, комбикормовые заводы, элеваторы)².

Вентиляционные установки, предотвращающие рассеяние пыли по помещению, являются наиболее радикальной мерой борьбы с пожарами и взрывами на мельницах и элеваторах.

3. Охлаждение продуктов помола. Вся энергия, затрачиваемая на дробление зерна, превращаясь в итоге в тепло, нагревает продукты помола. При плохо действующих вентиляционных установках, при неправильно поставленном режиме помола температура продуктов может достигать величин, вредно влияющих на биохимические качества муки.

Воздушные потоки уносят с собой 30—40% тепла, развивающегося при помоле, помогая осуществлению холодного режима помола.

Вопрос о количественных преимуществах холодного режима помола и о влиянии вентиляции на охлаждение продуктов детально еще не изучен, но все эксперименты по применению более интенсивного, чем обычная аспирация, охлаждения вальцевых станков (мельница Луазильона близ Парижа, мельница в Кардиффе, оборудованная фирмой Робинсон) указывают на повышение выходов, облегчение вымола при сохранении качества.

4. Предупреждение конденсации паров на внутренних поверхностях машин. Нагревание продуктов помола в результате преобразования механической энергии в тепловую влечет за собой испарение влаги продуктами помола. В замкнутом пространстве вальцевого станка при отсутствии или недостаточной аспирации воздух нагревается, одновременно весьма значительно насыщаясь влагой.

При наличии более низкой температуры воздуха в помещении размольного отделения, как это обычно бывает, поверхности станины охлаждают прилегающие к ним слои теплого и влажного воздуха, который вследствие этого конденсирует на них свою влагу. Подобное явление наблюдается и в самотечных трубах, особенно в металлических, при протекании в них теплого и влажного продукта.

Частицы пыли, заполняющие пространство вальцевого станка, осаждаются на мокрых поверхностях станины, образуют тестообразную корку, все более и более утолщающуюся, в которой под влиянием благоприятной для биохимических и бактериологических процессов температуры происходят закисание, брожение, плесневение, процессы с выделением неприятных запахов продуктов разложения, с усиленным развитием микроорганизмов, заражающих в конце концов и муку.

Эти антигигиенические условия выработки основного продукта — муки — устраняются работой вентиляционных установок. Токи воздуха, протекающие через пространство вальцевого станка, уносят с собой образующуюся влагу и тонкую мучнистую пыль, препятствуя возникновению мокрого слоя теста —

¹ Джиббс В. Е., Пыль и ее опасность в промышленности, стр. 14, 1930.

² „The Northwestern Miller“, № 1, 1932.

рассадника множества микроорганизмов, источника процессов плесневения и гниения.

5. Предохранение металлических частей оборудования от износа и ржавления. Минеральная пыль, в изобилии выделяющаяся при перемещении и обработке зерна на элеваторах и в зерноочистительных отделениях мельниц, при отсутствии или плохой работе вентиляционных установок толстым слоем покрывает все горизонтальные и малонаклонные поверхности, а также трущиеся части машин.

Прилипая к смазке, минеральная пыль проникает в подшипники, разъедает цапфы, вкладыши, шарики и кольца, вызывает нагревание подшипников и даже расплавление и возгорание их.

Вентиляционные установки, устроенные так, чтобы отсасывать пыль в местах ее возникновения, препятствуют рассеиванию пыли по помещению и осаждению ее на частях машин.

Влага, конденсирующаяся на металлических поверхностях машин, течек, самотасок и шнеков размольного отделения мельниц, вызывает усиленное разъедание их ржавчиной, выводя в короткий срок части машин из строя.

Правильно спроектированные и исправно действующие вентиляционные установки ощутительно замедляют коррозионные процессы.

6. Очистка зерна и сортировка продуктов помола по парусности. Предупреждая рассеяние пыли по помещению, воздушные потоки действуют одновременно на зерно, как технологический рабочий агент. Они отделяют в сепараторах, обоечных и щеточных машинах пыльные и парусные частицы, загрязняющие при попадании их на дранье муку, а также зерновых вредителей, охлаждают и подсушивают самосогревающееся зерно на элеваторах.

В веечных машинах воздушные потоки способствуют рассортированию круп по качеству, отделяя около 40% зольности, удаляемой от круп.

7. Повышение производительности мельницы за счет поддержания нормального баланса помола. Количество продукта, поступающего на каждую размалывающую систему, и характер его при прочих постоянных условиях зависят от работы рассевов. При отсутствии аспирации вальцевых станков и рассевов или плохой работе ее, несмотря на очистку сит, ячейки их забиваются вязкими тестообразными комочками, образующими постепенно тонкую корку, превращающую значительные части ситовых поверхностей в сплошные плоскости. Уменьшенная таким образом ситовая поверхность дает большие недосевы, повышенное количество сходов, перегрузку всех последующих систем, в результате чего нарушается установленный нормальный баланс помола. Приходится уменьшать производительность предприятия — равняться по загрузке нижних систем и образовавшемуся „узкому“ месту — недостаточной просеивной поверхности.

Ни один из известных способов очистки сит не в состоянии полностью предотвратить явления „замазывания“ сит, если отсутствует аспирация вальцевых станков или рассевов, устраняющая возможности тестообразования.

Даже из этого, сделанного в самых общих чертах описания роли вентиляционных установок ясно, как велико их производственное значение для мельниц и элеваторов, а также почему современная вентиляционная техника возникла, главным образом, как это указывает Мельдау (Melday, R.)¹, из практики вентиляционных устройств мельничных предприятий.

¹ „Der Industriestaubwesen und Bekämpfung“. В переводе: „Пыль в производстве и способы ее удаления“, стр. 5, М. 1931.

ЗАДАЧИ ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ УСТАНОВОК

Задачи вентиляции промышленных предприятий следует рассматривать с двух точек зрения: гигиенической и технологической. Каждая из этих задач вполне самостоятельна, и решение одной из них не всегда и не во всех отраслях промышленности приводит к решению другой.

Вентиляционные установки мельничных предприятий, осуществленные исключительно на всасывающих фильтрах без рециркуляции воздуха, а также установки элеваторных предприятий, осуществленные на циклонах, размещенных вне здания элеватора с выхлопом воздуха наружу, не выполняют гигиенических задач. Обуславливая весьма низкие температуры внутри рабочих помещений, они понижают производительность труда и качество обслуживания машин. В связи с изложенным рассмотрим более подробно задачи вентиляционных установок с обеих точек зрения.

1. Гигиенические задачи вентиляционных установок

Содержание гигиенических задач вентиляционных установок зависит от принятия той или иной физиологической теории вентиляции, т. е. теории зависимости самочувствия человека от изменения внешних условий, связанных с состоянием воздуха.

§ 1. СОВРЕМЕННЫЕ ВЗГЛЯДЫ НА ГИГИЕНИЧНОСТЬ СОСТОЯНИИ ВОЗДУХА

1. Химико-физиологические теории вентиляции. Физиологическая теория вентиляции, насчитывающая около 160 лет со времени появления первой экспериментально обоснованной теории (Лавуазье), претерпела сложную эволюцию.

До Лавуазье причинами порчи воздуха, его гигиенической непригодности считали понижение количества кислорода. Взгляд этот экспериментально не был проверен и базировался исключительно на понятии о безусловной необходимости кислорода для дыхания.

Нормальный состав нижних слоев атмосферы, за исключением гелия, неона, криптона и других газов, содержащихся в количестве около 1%, по Рамзаю-Клоду-Крейслеру, приведен в табл. 1.

Таблица 1

| Составные части | Весовое содержание в % | Объемное содержание в % |
|-----------------------|------------------------|-------------------------|
| Кислород | 21,32 | 20,91 |
| Азот | 75,50 | 78,05 |
| Углекислота | 0,05 | 0,03 |
| Аргон | 1,30 | 0,95 |

Лавуазье (1775—1777 гг.), доказав экспериментально возможность без вреда для здоровья понижения содержания кислорода до 16%, первый сформулировал химико-физиологическую теорию вентиляции, заключающуюся в следующем: причиной патологических явлений в неветилируемых помещениях является повышение содержания углекислоты, а не уменьшение количества кислорода.

В соответствии с этим проектирование и расчеты установок, вентилирующих помещения, велись исключительно из условий достаточности того или иного обмена воздуха для поддержания допустимого содержания углекислоты.

Некоторое значение подобные расчеты сохраняют и до настоящего времени, не являясь, однако, единственными и достаточными для удовлетворительного вентилирования.

Взрослый человек выделяет при дыхании от 12 до 56 л углекислоты в час в зависимости от характера работы. При работе средней тяжести человек выделяет в час примерно 25—30 л углекислоты.

Объем воздуха, который нужно вводить в помещение (и одновременно удалять из него), определяется из следующих простых соображений.

Если обозначим через:

Q_n — объем вводимого или удаляемого воздуха в м³/час;

z — число людей, находящихся в помещении;

C — предельно допустимое содержание углекислоты (в частях объема);

c — содержание углекислоты в подводимом воздухе (в частях объема);

U — количество углекислоты, выделяемой одним человеком при дыхании, в м³/час;

то количество углекислоты, выделяемой в час, равно zU и должно быть равно количеству удаляемой углекислоты $Q(C - c)$.

Отсюда искомый, подлежащий удалению вентиляционными установками объем воздуха:

$$Q = \frac{zU}{C - c} \quad (1-1)$$

• Пример 1. В столярной мастерской работают 10 человек. Сколько куб. метров воздуха в час должен удалять из помещения вентилятор, если предельно допустимое содержание углекислоты равно 0,001 объема? Выделение углекислоты каждым столяром равно 30 л/час, а содержание углекислоты в подводимом воздухе равно 0,05% объема.

• Решение. По условиям задачи в единой размерности $z = 10$; $U = 0,030$ м³/час; $C = 0,001$ м³ углекислоты на каждый 1 м³ воздуха; $c = 0,0005$ м³ на 1 м³ воздуха. Подставляя эти величины в ф-лу (1), получаем

$$Q = \frac{10 \times 0,030}{0,0010 - 0,0005} = 600 \text{ м}^3/\text{час},$$

т. е. вентилятор должен удалять 600 м³/час.

Клод Бернар (1857 г.) в результате своих опытов над животными подтвердил теорию Лавуазье, имевшую до того ряд косвенных подтверждений.

Несмотря на появление экспериментальных работ Ле-Бланка и Лемана, опровергавших вредность влияния углекислоты на человека и животных, теория Лавуазье продолжала господствовать вплоть до Петтенкофера (1858—1862 гг.), который доказал безвредность и легкую переносимость повышения содержания углекислоты в 30 с лишним раз против нормального (до 1%).

Теория Петтенкофера также относится к числу химических и может быть коротко сформулирована следующим образом: понижение самочувствия человека обуславливается накоплением в воздухе сложного ряда органических веществ (дурно пахнущие углеводороды, летучие жирные кислоты и др.), сте-

пень накопления которых приблизительно пропорциональна повышению содержания углекислоты.

Из этой формулировки ясно, что Петтенкофер не считал причиной порчи воздуха повышение содержания углекислоты. Однако, его теория несколько не изменяла принципов проектирования и расчета вентиляционных установок.

Петтенкофер установил, как предельно допустимое, содержание углекислоты в количестве $0,07 \div 0,10\%$, т. е. в $2 \div 2,5$ раза более имеющегося в атмосферном воздухе.

На основании этих данных и определялся вплоть до недавнего прошлого необходимый воздухообмен, исходя из уравнений, подобных ур-нию (1). Эти вычисления устанавливают воздухообмен в размере от 30 до 60 м³/час на одного человека в зависимости от интенсивности выделений, причем учитывать нужно не только углекислоту дыхания, но и, например, углекислоту горения. Эти воззрения на сущность задач вентиляционных установок нашли свое отражение также и в обязательных постановлениях по охране труда.

2. Физическая теория вентиляции. Иван Флавицкий (1884—1885 гг.) один из первых отметил дефекты теории Лавуазье-Петтенкофера и указал на большое значение температуры, влажности и степени интенсивности движения воздуха. Работы его, опубликованные Российской академией наук, оставались незамеченными и не поколебали значения господствовавшей химической теории.

Флюгге (1905 г.) со своими учениками, Полем и Эрбленцом, проводя эксперименты для проверки теории своего учителя Петтенкофера, обнаружили, что повышение содержания углекислоты до 3% и даже выше не ухудшает самочувствия, если температура и влажность воздуха не превышают некоторых пределов. Человек, помещенный при экспериментах в закрытую камеру объемом около 3 м³, начинал плохо себя чувствовать, как только температура воздуха поднималась до $+24^{\circ}$ и влажность доходила до 90%. Человек, находившийся вне камеры и дышавший тем же воздухом, не обнаруживал никаких субъективных и объективных признаков ухудшения самочувствия. Характерно и то обстоятельство, что самочувствие подопытного субъекта в камере улучшалось, как только начинал действовать вентилятор, приводивший в движение воздух в камере, но не доставлявший свежего воздуха.

Результаты экспериментов Флюгге можно коротко сформулировать следующим образом. Патологические явления, наблюдаемые в плохо вентилируемых помещениях, обуславливаются не загрязнением воздуха, а перегреванием тела вследствие ухудшения условий теплоотдачи организмом. Высота температуры, степень влажности и интенсивность движения воздуха имеют гораздо большее значение, чем химический состав воздуха.

Своими работами Флюгге положил начало новой, физической теории вентиляции, поколебав, но не вытеснив совершенно, старую химическую теорию Лавуазье-Петтенкофера.

Но уже в 1907 г. Британская комиссия по вентиляции фабрик и заводов в своих решениях указала, что задачи вентиляционных установок заключаются в отводе избыточного тепла и влаги воздуха.

В течение 20 лет — с 1906 по 1926 гг. — работами различных ученых и государственных комиссий выводы Флюгге проверялись, уточнялись и конкретизировались.

Экспериментальные работы Хилла и его школы, Британской, Чикагской и Нью-Йоркской государственных комиссий по вентиляции, исследовательских лабораторий Харвардской школы народного здоровья и Общества американских инженеров по отоплению и вентиляции подтвердили теорию Флюгге, обогатили ее рядом новых выводов, основанных на широко и тщательно поставленных экспериментах, и развили эту теорию в учение об эффективной температуре (Гаутен и Яглоу, 1923—1926 гг.).

Новая теория коренным образом изменила принципы расчета и проектирования вентиляционных установок, доказав недостаточность обеспечения помещений воздухообменом, вычисленным, как показано было выше.

Таким образом гигиенические задачи вентиляционных установок заключаются:

- 1) в борьбе с выделениями пыли при обработке и транспортировании материалов и продуктов;
- 2) в борьбе с выделениями вредных газов;
- 3) в обеспечении нормальных условий теплоотдачи человеческим организмом.

Борьба с выделением газов в мельничных и элеваторных предприятиях осуществляется очень редко: примером может служить вентиляция силовых залов с двигателями внутреннего сгорания. Следовательно, основными гигиеническими задачами вентиляционных установок мельниц и элеваторов являются первая и третья. Пылевой фактор (задача первая) подробнее рассмотрен в § 10—14; тепловой фактор (задача третья) в связи с учением об эффективных температурах более подробно рассмотрен ниже.

§ 2. ПОНЯТИЕ ОБ ЭФФЕКТИВНОЙ ТЕМПЕРАТУРЕ

1. Величина теплоотдачи организма в зависимости от температуры, влажности и скорости движения воздуха. Как было указано выше, решающее значение для гигиеничности воздуха имеют условия теплоотдачи человеческим организмом.

Наибольшая работоспособность человеческого организма обуславливается легкостью соблюдения баланса между тепловой продукцией организма и теплоотдачей его, причем соблюдение баланса должно происходить без перегрузки терморегуляторов организма.

Тепловая продукция организма достаточно постоянна в температурном интервале от $+15^{\circ}$ до $+25^{\circ}$, повышаясь при наружных температурах ниже $+15^{\circ}$ и выше $+29^{\circ}$. Последняя цифра не вполне определена и зависит от акклиматизации терморегулирующего аппарата организма, стремящегося вне зависимости от внешних условий поддержать равенство между теплопродукцией и теплоотдачей. При $+29^{\circ}$ терморегуляторы организма работают с крайним напряжением, отказывая в работе при $+35^{\circ}$, после чего начинается повышение температуры тела, сопровождающееся болезненным состоянием и влекущее за собой возможность получения теплового удара.

Усиленная работа терморегуляторов с ухудшением условий теплоотдачи вызывает тяжелое самочувствие и понижение работоспособности. Так например, при повышении температуры до $+24^{\circ}$ работоспособность падает на 15%, а при $+28^{\circ}$ — на 30%.

Рассмотрим, от каких условий зависит величина теплоотдачи организмом.

Полная величина теплоотдачи (W) складывается из двух величин:

C — отдачи тепла путем конвекции и радиации (излучения);

E — отдачи тепла путем испарения.

Это положение можно выразить равенством:

$$W = C + E. \quad (2-1)$$

Так например, по Рубнеру, при температуре воздуха 21° и относительной влажности 25% путем радиации и излучения C отводится около 73%, а путем испарения E — около 27% тепла.

Каждая из составляющих правой части равенства, а следовательно, и полная величина теплоотдачи телом зависят от температуры (t), влажности (ω) и скорости воздушных потоков (v), обтекающих охлаждаемое тело, т. е.

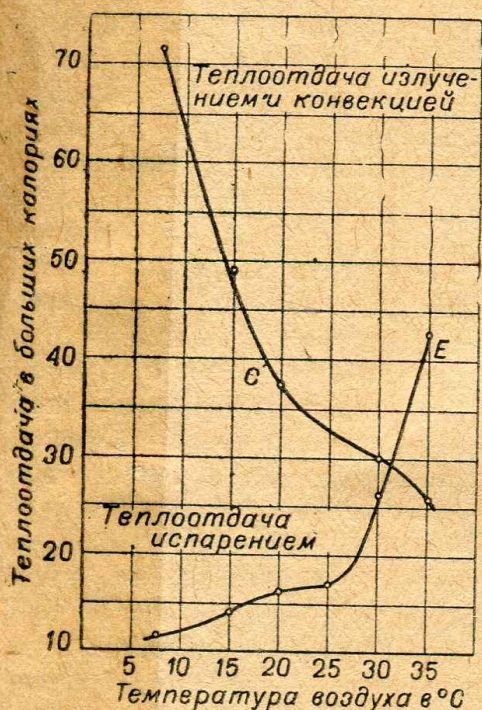
$$W = f(t, \omega, v). \quad (2-2)$$

Функция эта не имеет теоретического выражения, но на основании большого количества экспериментов можно подобрать такие сочетания факторов t , ω и v , при которых величина W оставалась бы необходимой и постоянной.

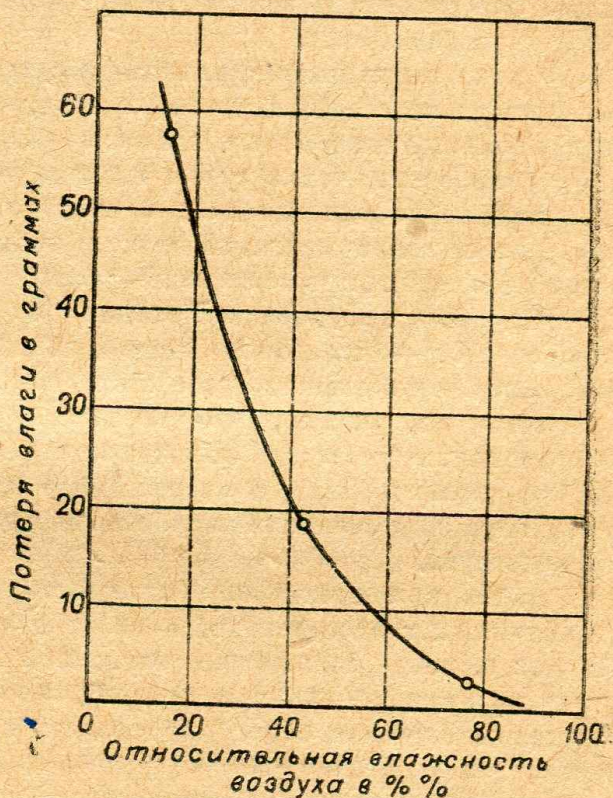
Посмотрим, как зависит величина теплоотдачи от температуры воздуха при всех прочих постоянных условиях.

Так как температура тела благодаря работе терморегуляторов остается неизменной до $+35^{\circ}$, то при повышении температуры воздуха отдача тепла конвекцией и радиацией (член C) уменьшается. Но с повышением температуры влагоемкость воздуха увеличивается, вследствие чего теплоотдача испарением (член E) увеличивается.

На фиг. 1 изображены кривые изменения членов C и E , составленные по результатам экспериментов Рубнера. При повышении температуры воздуха до $+36,5^{\circ}$ величина члена C резко падает, снижаясь до незначительных величин, ибо перепад температур между телом и воздухом ничтожен и поддерживается только перегревом организма. Таким образом при этих температурах теплоотдача организмом осуществляется почти исключительно испарением.



Фиг. 1. Изменение теплоотдачи организма в зависимости от температуры воздуха (по Рубнеру)



Фиг. 2. Изменения количества влаги, испаряемой с поверхности кожи человека, в зависимости от влажности воздуха (по Эрисману)

для чего необходимо, чтобы относительная влажность воздуха была менее 100%.

Процесс отдачи тепла в зависимости от температуры протекает так, как это изображено на фиг. 1, в случае сохранения воздухом неизменной влажности при всех значениях температур. Если же уменьшить влажность воздуха, то величина теплоотдачи испарением (член E) увеличивается, и охлаждение тела станет более интенсивным. Так например, при $+24^{\circ}$ и 20% относительной влажности неподвижного воздуха тело охлаждается более интенсивно, чем при 20° и 100%-ном насыщении.

Таким образом комбинация даже двух факторов — температуры и влажности — может создать такие условия, при которых охлаждение тела будет более интенсивным при высшей температуре воздуха.

Действительно, с повышением влажности воздуха, при одной и той же температуре условия теплоотдачи резко изменяются:

1) количество тепла, отдаваемого испарением, уменьшается, так как с повышением влажности уменьшаются количества влаги, испаряемой с поверхности кожи, как показано на фиг. 2, где изображены по результатам иссле-

дований Эрисмана потери влаги испарением с поверхности руки, предплечья и части плеча;

2) уменьшаются потери тепла через дыхание вследствие уменьшения влагоемкости воздуха;

3) повышается теплопроводность воздуха.

В результате всех изменений условий теплоотдачи с повышением влажности воздуха количество отдаваемого телом тепла уменьшается, причем уменьшение это наблюдается в воздухе с температурой не ниже $+7,5^{\circ}$. Вызывается это тем обстоятельством, что при этой температуре выделение влаги организмом сокращается до минимума, вследствие того, что перепад температур между телом и воздухом вполне достаточен для обеспечения нормального охлаждения организма. Поскольку отдача тепла испарением становится ничтожной, начинает оказывать явное влияние увеличение теплопроводности воздуха, и с повышением влажности при температурах ниже $+7,5^{\circ}$ теплоотдача начинает увеличиваться.

Это положение подтверждается общеизвестным и повседневно наблюдаемым фактом: во влажном и теплом воздухе (не ниже $+7,5^{\circ}$) человеку теплее, чем в сухом воздухе, но во влажном воздухе с температурой ниже $+7,5^{\circ}$ человеку холоднее, чем в сухом воздухе той же температуры. Так например, перед дождем, когда влажность воздуха крайне повышается, нам жарко, душно, но сырой воздух при низких температурах создает у нас ощущение весьма холодной, „пронизывающей“ погоды.

Зависимость величины теплоотдачи от третьего фактора — скорости движения воздуха — исследована рядом авторов и имеет некоторые не вполне ясные места в отношении воздействия потоков весьма слабой интенсивности.

Несомненно, однако, что воздушные потоки со скоростью 0,15 м/сек. оказывают уже заметное охлаждающее действие, если температура потока ниже температуры тела, и нагревающее при более высокой температуре.

По Шукману величина теплоотдачи прямо пропорциональна скорости движения воздуха.

Ознакомление с влиянием отдельных факторов на величину теплоотдачи организмом, а следовательно, и на самочувствие и работоспособность, убеждает нас в том, что можно осуществить такую комбинацию факторов t , ϕ и v в ур-нии (2—2), при которой, несмотря на более высокую температуру воздуха, теплоотдача будет происходить интенсивнее, чем при низкой температуре.

Приведенные эксперименты показывают, например, что самочувствие и работоспособность человека при повышении температуры воздуха с $+19^{\circ}$ (при 100% влажности) до $+25^{\circ}$ можно поддержать на том же уровне, если вентиляционными установками обеспечить обдувание его тела воздушным потоком со скоростью в 1,0 м/сек. при относительной влажности в 20%.

2. Определение эффективных температур. Американским обществом инженеров по отоплению и вентиляции был поставлен многочисленный ряд экспериментов над людьми для установления таких различных сочетаний t , ϕ и v , при которых самочувствие человека оставалось бы неизменным. Методика экспериментов (в самом кратком описании) заключалась в следующем. В двух смежных комнатах устанавливались различные сочетания температуры и влажности при неподвижном воздухе. В одной из комнат устанавливалась, например, температура $+17^{\circ}$ и влажность 100%, а в другой — температура $+20^{\circ}$ и влажность 50%. Подопытным лицам предлагалось при переходе из одной комнаты в другую сообщать, где им холоднее и где теплее. В приведенном случае от подавляющего большинства лиц следовал ответ, что в комнате с температурой $+20^{\circ}$ теплее. После этого влажность в данной комнате при той же температуре снижалась до такого предела, при котором подопытные лица сообщали, что в обеих комнатах они чувствуют себя одинаково. В данном случае такой ответ получался при понижении относительной влажности до 20%.

Следовательно, при $t = +20^\circ$, $\omega = 20\%$ мы имеем такой же охлаждающий эффект, как и при $t = +17^\circ$ и $\omega = 100\%$.

Таким образом, сочетание факторов $t - \omega = 20^\circ - 20\%$ равнозначно в смысле эффекта теплоотдачи $17^\circ - 100\%$.

В соответствии с этим сочетание $20^\circ - 20\%$ можно условно обозначить температурой 17° , ибо нужный эффект будет одинаковым, или, другими словами, сочетание $20^\circ - 20\%$ создает эффективную температуру в $+17^\circ$.

Такой же охлаждающий эффект может быть создан при $t = +20^\circ$ и $\omega = 50\%$, но при обдувании потоком с $v = 0,5$ м/сек., т. е. сочетание t , ω , $v = 20^\circ - 50\% - 0,5$ м/сек. создает эффективную температуру в $+17^\circ$.

Из этих примеров становится ясным определение понятия об эффективной температуре. Эффективной температурой является та температура полностью насыщенного влагой воздуха, при которой теплоотдача человеческого организма имеет такую же величину, что и при другом сочетании температуры, влажности и скорости воздуха.

3. Нормальная шкала и номограмма эффективных температур.

Величины эффективных температур для различных сочетаний t , ω и v даны в таблицах и диаграммах Американского общества инженеров по отоплению и вентиляции, составленных на основании многочисленных экспериментов.

Следует отметить, что существуют две шкалы эффективных температур: основная — для людей, обнаженных до пояса, и нормальная — для людей, одетых в соответствии с обычными условиями работы в закрытых помещениях.

В табл. 1¹ дана нормальная шкала эффективных температур для температур сухого термометра от 0 до $+40^\circ$, пользование которой ясно из нижеследующих примеров.

● Пример 2. Чему равна эффективная температура для воздуха, имеющего температуру $+18^\circ$, относительную влажность 50% и скорость $1,5$ м/сек.?

● Решение. По верхним строкам таблицы находим группу вертикальных граф, относящихся к скорости $1,5$ м/сек. Среди них отыскиваем графу „50%“. Спускаемся по ней до горизонтальной строчки, относящейся к 18° , и прочитываем искомую эффективную температуру: $+12,85^\circ$.

● Пример 3. Какую скорость движения воздуха необходимо создать в помещении, чтобы рабочий при температуре $+25^\circ$ и относительной влажности 50% чувствовал себя так же, как при температуре полностью насыщенного воздуха, равной $+20,5^\circ$?

● Решение. В первой вертикальной графе находим заданную температуру воздуха 25° (по сухому термометру) и двигаемся вправо по этой строчке до отыскания в графе „50%“ заданной эффективной температуры $20,5^\circ$; поднимаемся по найденной вертикальной графе вверх и находим $1,0$ м/сек.

Нормальная шкала эффективных температур из соображений объема приведена нами в крайне сокращенном виде, что вызывает необходимость в большом количестве интерполяционных вычислений для промежуточных значений. Для разрешения практических задач удобно пользоваться номограммой эффективных температур, составленной Яглоу и Миллером, которая дана на фиг. 3 и представляет собой номограмму из выравненных точек с эмпирическими шкалами эффективных температур для различных скоростей движения воздуха.

Влажность воздуха фиксирована на номограмме не процентами относительной влажности, а температурой мокрого термометра, по которой, пользуясь психрометрическими таблицами, можно определить при необходимости относительную влажность воздуха.

Пользование номограммой — такое же, как и обычно для номограмм из выравненных точек, и уясняется из приводимых ниже примеров.

¹ См. приложения.

² А. Панченко

● Пример 4. Определить эффективную температуру при показании сухого термометра $+25^\circ$, мокрого $+18^\circ$ (соответствует 50% относительной влажности) и при скоростях воздуха, равных 1 и 3,5 м/сек., и неподвижном воздухе.

● Решение. Соединяем прямой линией показание левой шкалы (25°) с показанием правой шкалы (18°) и на пересечении проведенной прямой со шкалой эффективных температур для скорости воздуха, равной нулю, читаем показание $22,0^\circ$. На пересечении со шкалой для $v = 1,0$ м/сек. читаем показание $+21,0^\circ$ и на шкале $v = 3,5$ м/сек. — показание $19,7^\circ$. Найденные показания и являются искомыми эффективными температурами.

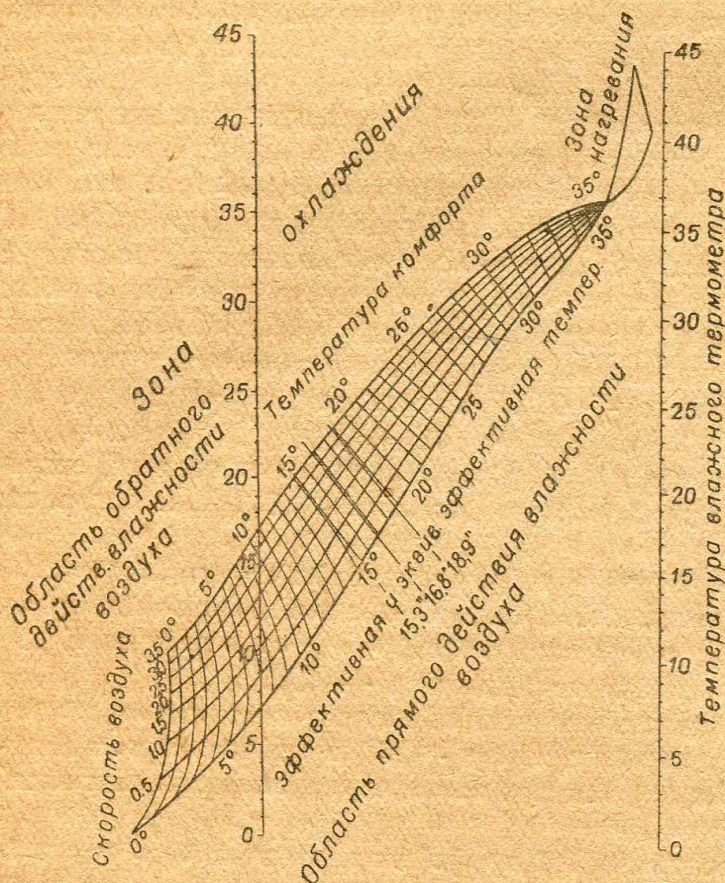
Часть шкалы эффективных температур, выходящая влево за шкалу сухого термометра, представляет собой область охлаждающего действия влажности

воздуха, что, как было указано выше, наблюдается при температурах неподвижного воздуха ниже $+7,5^\circ$.

Пересечение шкал эффективной температуры при $+36,5^\circ$ отмечает область, в которой охлаждающее действие воздушной среды прекратилось.

4. Комфортабельные эффективные температуры. Из изложенного ясно, что величина эффективной температуры одной цифрой характеризует самочувствие человека в зависимости от влажности, скорости и температуры воздуха. Но самочувствие это может быть либо удовлетворительным, либо пониженным в зависимости от величины эффективной температуры.

Те значения эффективных температур, при которых человек чувствует себя вполне нормально, выявляя максимум работоспособности, называются комфорта-



Фиг. 3. Немограмма для определения нормальных эффективных температур (разработана Яглоу и Миллером)

бельными ¹ эффективными температурами.

Американские исследователи указывают в результате своих работ, что комфортабельные эффективные температуры лежат в пределах между $+16,6$ и $+20,5^\circ$. Эта область температур названа зоной комфорта.

Величина комфортабельной температуры зависит от следующих условий:

- 1) характера одежды (количество слоев одежды, плотность, теплопроводность, воздухопроницаемость тканей, покрой одежды);
- 2) интенсивности работы (величины теплопродукции человеческого организма);
- 3) величины и направления радиации окружающих человека поверхностей (величина теплоотдачи и самочувствие при одной и той же эффективной температуре различны в зависимости от того, нахо-

¹ От английского comfortable — удобный.

дится ли работник у раскаленной стены или, например зимой, у большого окна с одинарным застеклением);

4) акклиматизации организма в тех или иных условиях (приспособленности терморегулирующей системы организма).

Для нормально одетого человека в зависимости от интенсивности работы комфортабельные эффективные температуры имеют следующие значения:

для человека, выполняющего тяжелую физическую работу $+15,3^{\circ}$,

для человека, выполняющего умеренную физическую или умственную работу $+16,7^{\circ}$.

для человека, не выполняющего никакой работы $+18,9^{\circ}$.

● Пример 5. До какой температуры должен быть нагрет воздух в цехе, где выполняется тяжелая физическая работа, если относительная влажность, которая может быть обеспечена в цехе, равна 50% , а скорость движения воздуха равна $0,5$ м/сек.?

● Решение. Комфортабельная эффективная температура для данного случая равна $+15,3^{\circ}$; в графе „ $0,5$ м/сек. — 50% “ отыскиваем значение эффективной температуры, наиболее близко подходящее к необходимой комфортабельной. В приведенной таблице такой температурой является $+15,2^{\circ}$, соответствующая $+18^{\circ}$ по сухому термометру. Интерполируя, получаем значение температуры воздуха в помещении $+18,1^{\circ}$, соответствующее эффективной температуре $+15,3^{\circ}$. (Результат: $18,1^{\circ}$.)

● Пример 6. При обследовании цеха, в котором работники выполняют умеренную работу, найдено: температура воздуха по сухому термометру $+17,0^{\circ}$, показание мокрого термометра $+13,0^{\circ}$ (относительная влажность 64%), воздух в помещении практически неподвижен. Определить, соответствует ли эффективная температура в данном цехе комфортабельной. (Результат: эффективная температура равна $+15,8^{\circ}$, будучи ниже комфортабельной, равной $+16,7^{\circ}$.)

5. Недостатки учения об эффективных температурах. Учение об эффективных температурах не свободно от ряда недостатков, связанных с неполной разработкой влияния тех или иных факторов на самочувствие и работоспособность человека. К таким мало исследованным факторам относятся влияние радиации, характера одежды и степени акклиматизации.

Действительно, даже при комфортабельной эффективной температуре радиация может создавать очень тяжелые условия (например, у открытых топок), ибо тепловые лучи, не нагревая воздуха, могут перегреть кожные покровы или одежду, на которую они падают. Но характер оборудования и процессов мельничных и элеваторных предприятий не обуславливает собой наличия практически ощутимой тепловой радиации, в связи с чем недостаток этот для наших условий не столь существен.

Влияние одежды, которая американскими исследователями охарактеризована весьма поверхностно („нормально одетый человек“), весьма велико, поскольку значительнейшая часть кожных покровов человека дышит не наружным воздухом, а воздухом, заполняющим пространство между телом и одеждой. Температура и влажность пододежных слоев воздуха зависят, конечно, от температуры воздуха в помещении и в такой же степени от теплопроводности и воздухопроницаемости тканей. В связи с этим необходимо отметить, что комфортабельные эффективные температуры должны быть дифференцированно определены для каждого вида производственной и обычной одежды.

Фактор акклиматизации имеет также весьма большое значение, поскольку человеческий организм в некоторых пределах весьма быстро приспосабливается к тепловым условиям. Так например, Яглоу отмечает, что оптимальное самочувствие наблюдалось зимой при $+18,8^{\circ}$, а летом — при $+21,4^{\circ}$. Это обстоятельство подчеркивает необходимость научного и практического изучения комфортабельных условий не в лабораторной, а в конкретной производственной обстановке различных предприятий над разнородными группами рабочих.

Кроме того, необходимо подчеркнуть, что мы до сих пор не располагаем необходимыми данными для того, чтобы утверждать, что область комфортабельных эффективных температур представляет собой идеальные для человеческого здоровья условия. Нормальной степенью влажности по американским нормам считается насыщенность в пределах между 50 и 75%.

6. Задачи проектирования вентиляционных установок в связи с учением об эффективных температурах. В данной стадии своего развития учение об эффективных температурах определенно указывает проектировщику вентиляционных установок на необходимость учитывать в расчетах вентиляции помещений и цехов предприятия не температуру воздуха, а комбинацию всех факторов, влияющих на величину теплоотдачи человеческого организма. Учение об эффективных температурах требует от инженера, чтобы проектируемые им вентиляционные установки наряду с температурой воздуха обеспечивали определенную влажность и скорость движения воздуха, указывая, в какой степени влияет каждый из этих факторов на самочувствие и работоспособность человека.

Таким образом гигиеническими задачами вентиляционных установок является не только поддержание чистоты воздуха, но и установление определенного и постоянного „климата“¹ внутри цехов предприятия, что для мельничных предприятий желательно также и с технологической точки зрения.

§ 3. КАТАТЕРМОМЕТР ХИЛЛА

1. Основное назначение кататермометра. При обследовании какого-либо помещения с целью определения степени комфортабельности условий пребывания в нем необходимо измерить температуру и влажность воздуха, интенсивность его движения и по этим данным установить величину эффективной температуры, на основании которой можно судить об охлаждающем действии воздуха.

Кататермометр Хилла дает возможность просто и быстро, путем производства одного несложного замера, определить охлаждающую способность воздушной среды в зависимости от комбинации всех трех факторов (t , ω и v).

2. Устройство кататермометра и методика работы с ним. Кататермометр (фиг. 4) представляет собой термометр, наполненный метиловым или этиловым спиртом, с градуировкой через $0,1^\circ$ от $+35$ до $+38^\circ$. Спиртовой резервуар термометра цилиндрической формы со сферическим дном имеет емкость около 5 см^3 , диаметр 16—20 мм, длину около 40 мм и поверхность $22,6 \text{ см}^2$ (кататермометры нашего производства имеют поверхность $27—30 \text{ см}^2$).

Капилляр кататермометра длиной около 200 мм заканчивается сверху овальным расширением, вмещающим спирт при нагревании его выше 38° .

Назначение кататермометра заключается в определении скорости охлаждения резервуара при температуре человеческого тела $+36,5^\circ$ (средняя из $+38$ и $+35^\circ$). Резервуар кататермометра с содержащимся в нем спиртом при охлаждении от $+38$ до $+35^\circ$ отдает окружающей среде определенное и постоянное для каждого отдель-

ного прибора количество калорий. Чем меньше время, за которое кататермометр охладится от $+38$ до $+35^\circ$, тем большей охлаждающей способностью обладает воздух, окружающий кататермометр.

Если обозначим через:

F — фактор кататермометра — количество тепла, отдаваемое 1 см^2 его поверхности при понижении его температуры от $+38$ до $+35^\circ$ в милликалориях ($0,001 \text{ г/кал}$);

¹ По примеру многих авторов мы разрешили себе несколько вольное пользование термином „климат“ исключительно из соображений лаконичности.

T — время охлаждения кататермометра от $+38$ до $+35^\circ$ в сек., то характеризующей охлаждающую способность воздуха величиной будет скорость охлаждения

$$H = \frac{F}{T} \text{ ткал/сек. } \times \text{см}^2. \quad (3-1)$$

Охлаждающая способность воздуха, зависящая одновременно от температуры, влажности и интенсивности его движения, пропорциональна скорости охлаждения кататермометра (величина H).

Определение величины H может производиться при сухом резервуаре и при смоченном (на резервуар натянут смоченный палец от перчатки из хлопчатобумажной ткани).

Сухой кататермометр отдает свое тепло окружающему воздуху лишь путем конвекции и радиации. Влажный же отдает тепло путем конвекции, радиации и испарения. Вследствие этого скорость охлаждения влажного кататермометра (H_v) всегда больше скорости охлаждения сухого (H_c) на величину количества тепла, отдаваемого воздуху путем испарения, т. е.

$$H_v - H_c = E \text{ ткал/сек. } \times \text{см}^2.$$

Поведение кататермометра в воздушной среде в смысле теплоотдачи аналогично поведению кожных покровов: он теряет с каждого кв. сантиметра своей поверхности примерно в четыре раза больше тепла, чем 1 см^2 поверхности кожи человека, как это видно из экспериментальных данных профессора Хилла (табл. 2).

Таблица 2

| Род работы | Потери тепла в ткал/сек. \times см ² | |
|----------------------------|---|---|
| | с поверхности кожи | с поверхности сухого кататермометра (скорость охлаждения) |
| Распиловщик леса | 4,62 | 18,48 |
| Каменщик | 3,86 | 15,44 |
| Слесарь | 2,51 | 9,76 |
| Плотник | 2,10—2,51 | 8,4—10,0 |
| Портной | 1,36 | 5,44 |

Из приведенной таблицы видно, что скорости охлаждения кататермометра пропорциональны теплоотдаче человеческого тела, в связи с чем кататермометр может служить прибором, дающим представление о самочувствии рабочего в тех или иных условиях.

Методика работы с кататермометром заключается в следующем.

1) Нагревают воду до 80° . Погружают в нее кататермометр и подогревают его до тех пор, пока спирт не заполнит верхнего расширения на $\frac{1}{3}$ или $\frac{1}{2}$. Одновременно наблюдают, чтобы все образующиеся пузырьки перешли из капилляра в верхнюю полость расширения.

2) Вынув из воды, обсушивают сухой кататермометр марлей или отжимают излишнюю влагу при мокром кататермометре и подвешивают за верхнее кольцо на штативе, защитив его в случае наличия лучистой теплоты экранами. Не следует также особенно близко приближать руки и лицо к кататермометру во избежание искажения показаний за счет излучаемой кожей теплоты.

3) Когда столбик спирта опустился до показания 38° , пускают в ход секундомер и останавливают его при переходе столбика через показание 35° . Время охлаждения (T сек.) записывают.

4) Все указанные операции повторяют три-пять раз подряд. При каждом повторном определении повышают температуру воды до 80° .

5) Из полученных показаний находят среднее и, зная величину фактора F , установленную и написанную на каждом приборе при его изготовлении, определяют искомую скорость охлаждения по ф-ле (3—1).

• Пример 7. Чему равна скорость охлаждения сухого кататермометра, если при определениях получены следующие величины времени охлаждения от 38 до 35° : 56; 61 и 60 сек. Величина фактора равна $403 \text{ кал/см}^2 \times \text{сек.}$

• Решение.

$$T_c = \frac{56 + 61 + 60}{3} = 59 \text{ сек.}$$

$$H_c = \frac{F}{T_c} = \frac{403}{59} = 6,83 \text{ ткал/сек.} \times \text{см}^2.$$

3. Определение величины фактора кататермометра. Величина фактора кататермометра индивидуальна для каждого прибора и зависит от значения теплоемкости спирта и стекла, от величины масс стекла и спирта, а также от размеров резервуара. Проверка величины фактора кататермометра может быть проведена при помощи калориметра или на основании определенного Гриффитсом (сотрудник Хилла) коэффициента теплоотдачи поверхности кататермометром, который равен

$$k = 0,27 \text{ ткал/см}^2 \times \text{сек.}$$

при разности температур в 1° .

На основании общего уравнения теплоотдачи

$$F_o = kf(t_k - t_a) T \text{ ткал,}$$

где F_o — общее количество тепла, отдаваемое кататермометром при охлаждении от t_k до t_a ;

k — коэффициент теплоотдачи, равный $0,27 \text{ ткал/см}^2 \times \text{сек.}$;

f — поверхность кататермометра в см^2 ;

t_k — средняя температура охлаждающегося кататермометра, равная $36,5^\circ$;

t_a — температура воздуха;

T — время охлаждения в сек.,

можно написать величину фактора (для $f = 1$)

$$F = 0,27(36,5 - t_a) T. \quad (3-2)$$

Определив температуру воздуха и время охлаждения кататермометра, мы можем найти величину F . Выражение (3—2) относится к абсолютно неподвижному воздуху, в связи с чем проверку фактора (охлаждение кататермометра) следует вести в шкафу водяного термостата большой емкости, нагрев его до $+20^\circ$. Так как величина F является основной для всех последующих определений, то при проверке ее следует обращать внимание на то, чтобы температура внутри термостата не изменялась более чем на $0,1^\circ$. Определения следует повторить не менее пяти раз.

4. Оценка комфортабельности „климата“ в помещении при помощи показаний кататермометра. Комфортабельность условий, имеющих в том или ином помещении (в отношении состояния воздуха), может быть проверена кататермометром по аналогии с человеческой кожей. При работе, требующей среднего физического напряжения, как например, опилка металла вручную, рабочий чувствует себя нормально при показании сухого кататермометра около $10 \text{ ткал/см}^2 \times \text{сек.}$

Показания кататермометра, соответствующие условиям комфорта, приведены в табл. 3.

Таблица 3

| Характер работы | Показания кататермометра (скорость охлаждения) в $\text{шккал/см}^2 \times \text{сек.}$ | |
|--|--|----------|
| | сухого | влажного |
| Тяжелая физическая (например, распиловка леса) | 18,0 | 54,0 |
| Физическая средней напряженности (например, работа пилой по металлу) | 10,0 | 29,5 |
| Легкая физическая (например, работа сапожника, переплетчика) | 7,0 | 20,5 |
| Умственная | 6,0 | 18,0 |
| Состояние покоя | 5,0 | 14,0 |

Приведенные в табл. 3 показатели комфорта по кататермометру являются средними из результатов наблюдений проф. Хилла над рабочими различных профессий.

Показания влажного кататермометра более характерны для условий, в которых кожа человека несколько увлажнена, т. е. для температур около $+10^\circ$ и выше. Показания же сухого характерны для низких температур, когда кожа человека суха.

• Пример 8. Чему равна величина фактора кататермометра, если температура воздуха, в которой велось определение его, равна $+20^\circ$, а среднее время охлаждения равно 86 сек.?

• Решение. $F = 0,27 (36,5 - t_a) T = 0,27 (36,5 - 20) 86 = 383 \text{ шккал/см}^2 \times \text{сек.}$

5. Недостатки кататермометра и другие приборы для оценки вентиляционного комфорта. Для измерения степени вентиляционного комфорта и оценки атмосферных условий в помещениях цехов в Америке существует большое количество приборов:

1) термометр эффективной температуры — термометр, у которого одна часть резервуара увлажнена, а другая остается сухой, причем соотношение сухой и влажной частей таково, что термометр показывает сразу, без всяких таблиц и номограмм, эффективную температуру (точность около $0,5^\circ$);

2) дюотерм — термометр, который путем опускания и подъема сосуда с водой, находящегося подле шарика, может быть использован как сухой или как мокрый термометр; шкала термометра устроена так, что позволяет определять по показаниям температур относительную влажность и эффективную температуру;

3) комфортный термометр — влажный ртутный термометр со вдвоенной шкалой, причем вторая шкала показывает ту температуру воздуха (по сухому термометру), которую необходимо иметь в помещении для обеспечения комфортной эффективной температуры.

Кататермометр, как прибор, определяющий условия теплоотдачи человеческим организмом, не свободен от ряда недостатков. К ним относятся:

1) возможность получения различных показаний при одной и той же эффективной температуре, но при различных взаиморасположениях резервуара и направления скорости воздуха, что обусловлено цилиндрической формой резервуара;

2) действительное непостоянство величины фактора кататермометра, значение которого определяется (ф-ла 3—2) коэффициентом теплоотдачи ($k = 0,27 \text{ шккал/см}^2 \times \text{сек.}$), являющимся функцией температур; при работе с кататермометром мы принимаем $F = \text{const}$, что, конечно, не совсем точно;

3) кататермометр не может дать точной характеристики теплоощущений человека, так как поверхность кожи и по своему физическому строению и по

характеру распределения влаги отличается как от сухого, так и от мокрого кататермометра.

Несмотря на наличие этих недостатков кататермометр завоевал вполне определенное место в практике работы промышленных предприятий.

6. Возможности применения кататермометра при испытании вентиляционных установок. Сухой кататермометр реагирует весьма чутко на изменение скорости движения воздуха. Даже при весьма малых скоростях порядка, например, 0,040 м/сек., кататермометр увеличивает скорость своего охлаждения (величину H_c). В связи с этим кататермометр имеет еще и другое применение: им определяют малые скорости воздуха, не обнаруживаемые приборами, основанными на измерении разности давлений. Чем выше скорость охлаждения кататермометра (H) при одной и той же температуре воздуха (t_s), тем больше скорость воздуха (v м/сек). Зависимость между скоростью охлаждения кататермометра и скоростью воздуха может быть выражена таким образом: $H = (a + b\sqrt{v})(36,5 - t_s)$, где a и b — постоянные величины, находимые экспериментально, а остальные обозначения — те же. Отсюда

$$v = \left(\frac{H}{36,5 - t_s} - a \right)^2 \text{ м/сек.}$$

Для $v < 1$ м/сек. можно считать $a = 0,20$, $b = 0,40$. Для $v > 1$ м/сек. $a = 0,13$ и $b = 0,49$. Необходимо указать, что приведенные значения a и b не вполне точны для каждого кататермометра. Более точные величины постоянных могут быть получены калибровкой каждого отдельного экземпляра кататермометра.

II. Технологически-промышленные задачи вентиляционных установок мельниц и элеваторов

Технологически-промышленные задачи вентиляционных установок удобно систематизировать, рассмотрев отдельно задачи вентиляции помещений и аспирации машин.

Под термином „вентиляция“ мы понимаем осуществление воздухообмена в помещениях или рабочих камерах машин независимо от того, производится ли этот обмен нагнетанием воздуха или отсасыванием его.

Под термином „аспирация“ следует понимать вентиляцию способом отсасывания воздуха из машины (от французского слова *aspire* — всасывать, вдыхать). Аспирация, следовательно, есть частный случай вентиляции, причем термин этот применяется преимущественно при изложении вопросов об отсасывании воздуха из машин, а не из помещений.

§ 4. ВЕНТИЛЯЦИЯ ПОМЕЩЕНИЙ

1. Кондиционирование воздуха¹ и поддержание постоянства „климата“ в помещении как техническая задача. При изложении существа гигиенических задач вентиляционных установок мы пришли к выводу о необходимости поддержания в помещениях цехов предприятия определенного и постоянного „климата“ (см. § 2), т. е. температуры и влажности воздуха, независимо от погоды вне помещения.

Действительно, зависимость температуры и влажности в помещениях цехов от смены погоды вне здания вызывает ряд ненормальностей в работе мельниц и элеваторов. Так например, всем известна ненормальная работа канатных передач и плетенок самотасок при перемене погоды: скольжение либо

¹ От английского слова *conditioning* — обрабатывать в соответствии с заданными условиями.

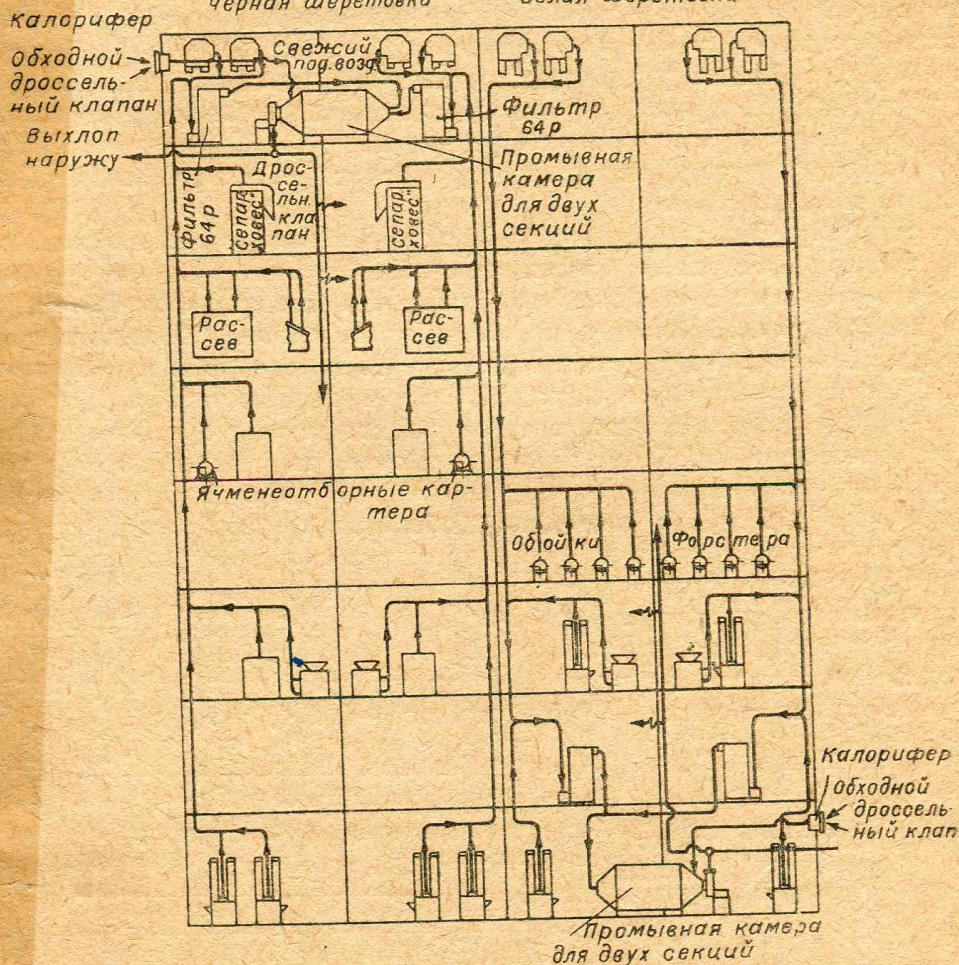
перегрузка подшипников и нагревание их, уменьшение числа оборотов основных шестерен и уменьшения производительности мельниц.

Внезапное похолодание в размольном отделении мельницы вызывает заторы в самотечных трубах, связанные с отпотеванием их, завалы и полное нарушение автоматичности процесса помола.

В мельницах по самой сущности технологического процесса помола требуется поддерживать постоянные, независимые от погоды, внутренние „климатические“ условия.

1-й Вариант

Схема аспирации двух 200-тн. секций
шеретовочного отд с рециркуляцией,
промывной и подогревом воздуха
(Схема аспирации двух других секций идентична)
черная шеретовка белая шеретовка



Фиг. 5. Схема вентиляционных установок с кондиционированием и рециркуляцией воздуха (проектное задание Московского мельничного комбината)

Для соблюдения постоянства влажности продукции необходимо обеспечить более или менее постоянные температуру и влажность воздуха внутри помещения мельницы путем введения в вентиляционную установку калорифера и увлажнительно-промывальной камеры, как это показано, например, на фиг. 5, и возвращения воздуха, прошедшего через машины, обратно в помещение мельницы.

Схема, изображенная на фиг. 5, является одним из вариантов проектного задания нового 800-т мельничного комбината. Воздух, отсасываемый из машин, поступает в фильтр, очищающий воздух от содержащейся в нем пыли, затем в увлажнительную камеру, где встречает на пути тонко распыленную специ-

альными соплами воду. При прохождении через эту водяную завесу воздух увлажняется и одновременно освобождается от остатков тонкой пыли¹. По выходе из вентилятора, соединенного с камерой, воздух может быть целиком или частично направлен либо в помещение мельницы (в холодную и сухую погоду), либо наружу (в жаркую и влажную погоду).

Приведенная схема является лишь частным примером возможности осуществления вентиляционных установок с кондиционирующим воздух агрегатом. Отрасли промышленности, в которых регулировка климатических условий в цехах широко применяется в настоящее время (полиграфическая, хлебопекарная, текстильная и др.), дают много вариантов устройства подобных вентиляционных установок.

В мукомольной промышленности вентиляционные установки с кондиционированием воздуха начали применяться впервые в Америке (примерно с 1925 г.) в связи с требованиями развитого заводского хлебопечения и ныне проектируются и осуществляются на крупных мелькомбинатах Союза.

2. Влияние „климата“ в помещении на зольность выпускаемой продукции, выход муки и производительность мельничного завода. Данные американских исследователей указывают, что поддержание постоянного „климата“ внутри мельницы выравнивает не только влажность продукции, но и зольность ее.

Так например, Свансон, на основании экспериментов, проделанных на опытной мельнице Канзасского государственного земледельческого училища, нашел, что уменьшение относительной влажности воздуха вызывает увеличение зольности муки. Эта мельница оборудована вентиляционно-кондиционирующей установкой, позволяющей поддерживать наперед заданную влажность воздуха. Часть результатов этих экспериментов приведена в табл. 4, из которой видно, что изменение влажности воздуха влияет не только на влажность, но и на зольность муки. Кроме того нужно отметить, что повышение влажности воздуха, при одном и том же режиме помола, ведет к улучшению качества муки, что объясняется сохранением оболочками эластичности вследствие меньшего высушивания их за время прохождения ими длинного пути по всем драпам и размольным системам.

Фергюсон в своем докладе на 30-й конференции Ассоциации американских мукомолов сообщил, что исключительно благодаря вентиляционно-кондиционирующей установке производительность мельницы, которой он руководил, увеличилась в зимнее время на 8,5%, а летом — на 4,0%.

Таблица 4

| Система, в которой получена мука | Зольность на воз- душно-сухое ве- щество в % | | Влажность в % | |
|-------------------------------------|--|--------------------------------|--------------------------------|--------------------------------|
| | Относительная влажность воздуха | | | |
| | 72 ⁰ / ₀ | 40 ⁰ / ₀ | 72 ⁰ / ₀ | 40 ⁰ / ₀ |
| 1-е дражье | 0,62 | 0,69 | 12,7 | 12,6 |
| 2-е „ | 0,44 | 0,47 | 13,0 | 13,1 |
| 3-е „ | 0,50 | 0,54 | 13,6 | 13,6 |
| 4-е „ | 0,65 | 0,70 | 13,1 | 13,0 |
| Спецдражье | 0,33 | 0,38 | 12,8 | 12,9 |
| 1-й размол круп | 0,32 | 0,37 | 13,1 | 12,9 |

Американские сообщения отмечают при этом одновременное увеличение общих выходов примерно на 0,4% по сравнению с другими мельницами, не имеющими вентиляционно-кондиционирующих установок.

Вентиляционные установки с кондиционированием воздуха представляют для нас интерес с чисто технологической точки зрения, как средство обеспе-

¹ Устройство увлажнительно-промывной камеры см. на фиг. 36.

чения однородности качества муки и повышения в итоге качества хлеба, выпекаемого выросшей сетью хлебозаводов.

3. Метод обеспыливания помещений. Второй технической задачей вентиляции помещений цехов мельниц и элеваторов является обеспыливание их с целью предохранения трущихся поверхностей машин от износа при оседании на них пыли и от пыльных взрывов (см. § 12).

Задача обеспыливания помещений данных предприятий решается не путем вентиляции самих помещений, а отсосом воздуха непосредственно от мест пылеобразования, о чем подробнее сказано в следующем параграфе.

Задачу освобождения помещений от пыли, осевшей на полу, выполняют так называемые свипера¹, представляющие собой присоединенные к отсасывающей вентиляционной сети трубы, заканчивающиеся у пола раструбом, как показано на фиг. 6. Труба снабжена задвижкой, находящейся на уровне рук рабочего.

Обметая пыль, рабочий избавлен от необходимости производить загрязняющую снова помещение операцию по насыпке пыли в мешки и выноске ее в другие помещения. Достаточно подвести шваброй собранную кучу пыли к отверстию свипера, открыть на короткое время задвижку, чтобы перегрузить пыль по вентиляционным трубам в общую пыльную камеру.

Свиперные системы впервые были применены в Союзе на Херсонском элеваторе и заслуживают применения также и на мельницах.

Таким образом из всего изложенного ясно, что и чисто технологические задачи вентиляционных установок в отношении вентиляции самих рабочих помещений состоят в поддержании постоянства температуры, влажности и чистоты воздуха, что вполне соответствует изложенным ранее гигиеническим задачам.

§ 5. АСПИРАЦИЯ МАШИН

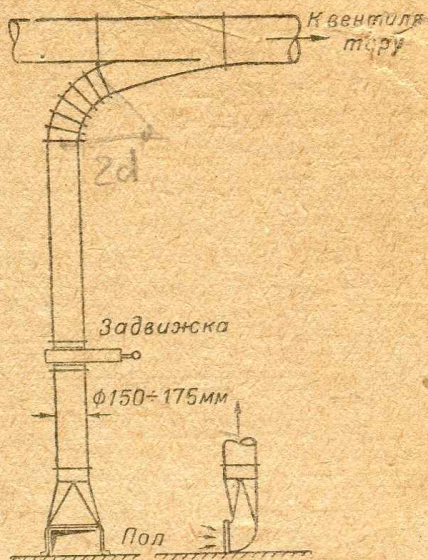
1. Машины, аспирируемые и работающие воздушными потоками. На современных мельницах и элеваторах все рабочие машины, за весьма малым исключением, подлежат аспирированию. Наряду с рабочими машинами аспирируются все точки пылеобразования на транспортных механизмах, бункера, силосы и самотечные трубы.

При рассмотрении технических задач, разрешаемых вентиляционными установками в области аспирации самих машин, следует различать две группы их:

- 1) машины, исключительно аспирируемые, и
- 2) машины, работающие воздушными потоками.

Аспирируемыми машинами являются:

- 1) весы автоматические и порционные ковшевые, например типа „Фербенкс“;
- 2) триеры: цилиндрические, Картера, Нестерова, змейки;
- 3) транспортные механизмы: нории, ленточные транспортеры, поворотные трубы;
- 4) магнитные аппараты;
- 5) вальцевые станки и жернова;



Фиг. 6. Свипер

¹ От английского слова sweep — мести, подметать.

- 7) щеточные машины для отрубей.

Машинами, работающими воздушными потоками, являются:

- 1) тарары: аспирационные колонки, дуоаспираторы;

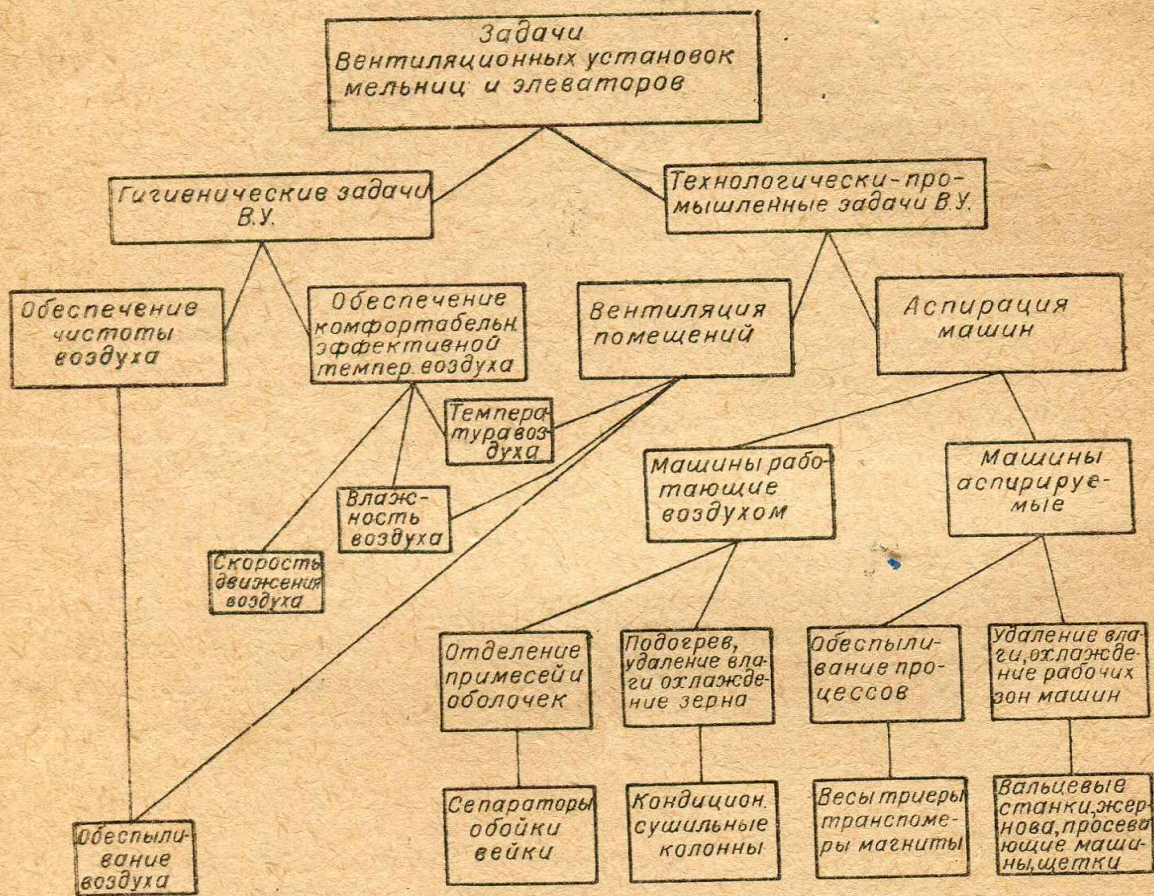
- 2) сепараторы, скальператоры, мильераторы;

- 3) обоечные машины: наждачные, мягкие и щеточные;

- 4) вечные машины;

- 5) кондиционеры, сушильные колонны.

Следует отметить, что дуоаспираторы, как и некоторые вейки (например "ин" завода Шнейдер-Жакс), имеют вентилятор и пылеотделитель, после которого воздух снова возвращается в рабочие каналы машины, совершая, таким образом, замкнутый цикл. Прием этот, избавляющий от необходимости проводить сеть воздухопроводов, устанавливать громоздкие пылеотде-



Фиг. 7. Схема задач вентиляционных установок мельниц и элеваторов

лители, уменьшающий колоссальные воздухообмены, наблюдающиеся при установке циклонов и всасывающих фильтров, имеет несомненные данные для более широкого применения его ¹.

2. Характеристика задач аспирации машин той и другой группы.

Задачи аспирации машин первой группы также различны по существу. Первые четыре типа машин этой группы аспирируются исключительно с целью удаления пыли, образующейся при процессах обработки и перемещения зерна. Аспирация остальных типов машин этой группы кроме обеспыливания преследует цели охлаждения продуктов помола и удаления излишней, могущей конденсироваться влаги из воздуха рабочих камер машин.

Машины второй группы при помощи воздушных потоков выполняют важнейшие технологические процессы отделения примесей от зерна (тарары, сепараторы), обрушенных частей зерна (обочные машины) и оболочек от продуктов помола (вейки).

¹ См. статью инж. Нилова в № 4 журн. „Мукомолье“ за 1937 г.

В машинах последнего типа второй группы (кондиционеры и сушильные колонны) воздух служит, с одной стороны, теплоносителем (подогрев зерна в воздушных кондиционерах), а с другой стороны, поглощает влагу (горячая часть сушильных колонн). Изложение процессов сушки зерна и вычисление необходимого для этого количества воздуха не входит в наши задачи, ограничивающиеся изучением законов движения воздушных потоков в данных машинах в связи с расчетом и проектированием воздухопроводящей сети кондиционеров и колонн.

Таким образом объектами задач вентиляционных установок мельниц и элеваторов являются пыль, тепло и влага.

Более подробное изучение этих объектов в связи с задачами вентиляционных установок см. в следующей главе.

Резюмируя изложение задач вентиляционных установок мельниц и элеваторов, мы приводим на фиг. 7 наглядную схему, систематизирующую и объединяющую выводы отдельных параграфов данной главы.

Следует подчеркнуть, что технические задачи вентиляции помещений и гигиенические задачи вентиляционных установок не противоречат друг другу и выполнение их должно быть взаимно увязано.

ВОЗДУХ, ВЛАГА, ТЕПЛО И ПЫЛЬ — ОБЪЕКТЫ ЗАДАЧ ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ УСТАНОВОК

В первой главе было выяснено, что основными объектами задач вентиляционных установок мельниц и элеваторов являются пыль, тепло и влага. В данной главе мы кратко рассматриваем основные свойства воздуха, как рабочего агента, носителя пыли, тепла и влаги, а также свойства самой пыли и условия образования влажного и теплого воздуха в рабочих камерах аспирируемых машин.

I. Воздух как рабочий агент вентиляционных установок и его основные свойства

§ 6. ХАРАКТЕРИСТИЧЕСКОЕ УРАВНЕНИЕ В ВЕНТИЛЯЦИОННОЙ ТЕХНИКЕ

1. Способ характеристики состояния воздуха. Состояние воздуха может быть характеризовано двумя из трех величин:

- 1) давлением воздуха (p),
- 2) удельным объемом (v),
- 3) температурой ($t^\circ\text{C}$ или $T = 273 + t$.)

Соединяя в одно уравнения Бойля-Мариотта,

$$pv = p_1v_1 = \text{const при } T = \text{const}$$

и Гей-Люссака

$$\frac{v}{T} = \frac{v_1}{T_1} = \text{const при } p = \text{const},$$

мы получаем характеристическое уравнение для воздуха, отнесенное к единице веса:

$$pv = RT,$$

где R (число Regnault) — газовая постоянная.

Для произвольного веса воздуха G характеристическое уравнение изобразится в виде:

$$pvG = GRT,$$

но так как произведение $pvG = V$ представляет собой полный объем веса G , то можно написать:

$$pV = GRT.$$

2. Размерности величин характеристического уравнения. Принятые в вентиляционной технике размерности величин, входящих в это уравнение:

$$p - \text{кг/м}^2; \quad v - \text{м}^3/\text{кг}; \quad T - ^\circ\text{C}; \quad R = \frac{pv}{T} = \frac{\text{кг} \times \text{м}^3}{\text{м}^3 \times \text{кг} \times ^\circ\text{C}} = \text{м}/^\circ\text{C}.$$

При указанных размерностях величина $R = 29,27$ (для сухого воздуха).

Величина давления воздуха может быть также выражена в кг/см^2 (p'), причем

$$p = 10\,000 \, p'.$$

Давление в вентиляционных воздуховодах выражается обычно высотой водяного столба H , выраженной в мм, причем

$$p = H \text{ мм вод. ст., или } 1 \text{ кг/м}^2 = 1 \text{ мм вод. ст.,}$$

то площадка величиной в 1 м^2 , покрытая слоем воды высотой в 1 мм, будет испытывать давление, равное 1 кг.

Барометрическое давление воздуха измеряется высотой ртутного столба в мм ($H_{рт}$). Соотношение между показаниями давления водяного и ртутного столбов, исходя из уд. веса ртути (13,6),

$$H = 13,6 H_{рт} \text{ мм вод. ст.}$$

Среднее атмосферное давление на уровне моря при 0° для умеренных широт равно 760 мм рт. ст. и соответствует старой (физической) атмосфере ($1,0333 \text{ кг/см}^2$) или высоте водяного столба в 10 333 мм.

Новая (техническая) атмосфера ($1,0000 \text{ кг/см}^2$) соответствует 735,5 мм рт. ст. при 0° , или 10 000 мм вод. ст.

3. Понятия о давлении и напоре. Следует различать понятие давление от понятия напор, широко употребляющегося в вентиляционной технике.

Под давлением мы понимаем силу, приходящуюся на единицу площади какой-либо поверхности.

Под напором в каком-либо сечении воздуховода разумеют разность между давлением в трубе (p_m) и атмосферным давлением (p_a), выраженными обычно в мм вод. столба:

$$H = p_m - p_a \text{ мм вод. ст.}$$

4. Удельный вес и плотность сухого воздуха. Удельный вес сухого воздуха ($\gamma_{св}$) — величину, наиболее часто встречающуюся в расчетах вентиляционных установок, $\gamma_{св} = \frac{1}{v_{св}} \text{ кг/м}^3$, можно определить из характеристического уравнения, подставив в него значение v , выраженное через γ :

$$v_{св} = \frac{1}{\gamma_{св}}; \quad \frac{p}{\gamma_{св}} = RT,$$

откуда

$$\gamma_{св} = \frac{p}{RT} \text{ кг/м}^3.$$

• **Пример 9.** На сколько процентов изменится уд. вес сухого воздуха по сравнению с наружным в вентиляционной трубе, в которой давление на 200 мм вод. ст. меньше атмосферного, равного 760 мм рт. ст.? Температура в трубе и снаружи одинакова и равна 0° .

• **Решение.** Атмосферное давление 760 мм рт. ст. соответствует 10 333 мм вод. ст. Следовательно, давление в трубе

$$p_m = 10\,333 - 200 = 10\,133 \text{ мм вод. ст. или кг/м}^2.$$

Уд. вес сухого воздуха в трубе

$$\gamma_{св} = \frac{p_m}{RT} = \frac{10\,133}{29,27 \times 273} = 1,268 \text{ кг/м}^3.$$

Уд. вес атмосферного воздуха при 0° и 760 мм рт. ст. равен 1,293 кг/м³. Следовательно, уд. вес воздуха в трубе уменьшился по сравнению с атмосферным на

$$\Delta\gamma_{cs} = 1,293 - 1,268 = 0,025 \text{ кг/м}^3,$$

или в процентах на $100 \frac{\Delta\gamma_{cs}}{1,293} = \frac{0,025}{1,293} 100 = 1,93\%$

(Результат: 1,93%).

● Пример 10. Аспирирующий воздух входит из помещения в вальцевые станки с температурой $+12^\circ$, а поступает в вентилятор с температурой $+27^\circ$. Атмосферное давление в помещении равно 769 мм рт. ст. а разрежение во всасывающей трубе вентилятора — 120 мм вод. ст. (давление во всасывающей трубе на 120 мм вод. ст. меньше атмосферного). На сколько процентов изменился уд. вес сухого воздуха в трубе по сравнению с уд. весом атмосферного воздуха? На сколько процентов изменился уд. вес за счет изменения температуры и на сколько за счет падения давления?

● Решение. Для воздуха в помещении $p = 769 \times 13,6 = 10\,460 \text{ кг/м}^2$

$$T = 12 + 273 = 285^\circ; \quad \gamma_{cs} = \frac{10\,460}{29,27 \times 285} = 1,255 \text{ кг/м}^3.$$

Для воздуха во всасывающей трубе вентилятора $p_m = 10\,460 - 120 = 10\,340 \text{ кг/м}^2$;

$$T_m = 27 + 273 = 300^\circ; \quad \gamma_{csm} = \frac{10\,340}{29,27 \times 300} = 1,178 \text{ кг/м}^3.$$

Общее изменение уд. веса равно $\frac{1,178 - 1,255}{1,255} 100 = -6,14\%$.

Если бы давления в трубе и снаружи были равны, то уд. вес воздуха в трубе равнялся бы $\gamma_{csm} = \frac{10\,460}{29,27 \times 300} = 1,192 \text{ кг/м}^3$, т. е. изменение уд. веса исключительно за счет температуры равно $\frac{1,192 - 1,255}{1,255} 100 = -5,02\%$.

Следовательно, изменение уд. веса за счет температуры равно $-6,14\% - 5,02\% = -1,12\%$. (Результат: общее изменение уд. веса $-6,14\%$; изменение за счет температуры $-5,02\%$ и за счет давления $-1,12\%$.)

● Пример 11. Испытание вентилятора показало, что при 0° и 760 мм рт. ст. он развивает напор в 105 мм вод. ст.

Какой напор в действительности сможет развить вентилятор летом при среднем давлении 750 мм рт. ст. и температуре воздуха в сети 35° , если напор, развиваемый вентилятором, пропорционален уд. весу воздуха.

● Решение. Уд. вес воздуха при 0° и 760 мм рт. ст. равен 1,293 кг/м³. Уд. вес воздуха летом при

$$p = 750 \times 13,6 = 10\,210 \text{ кг/м}^2$$

и

$$T = 273 + 35 = 308^\circ$$

равен.

$$\gamma_{cs} = \frac{10\,210}{29,27 \times 308} = 1,133 \text{ кг/м}^3.$$

Уд. вес воздуха уменьшился в $\frac{1,293}{1,133} = 1,142$ раза, следовательно, напор, развиваемый вентилятором, уменьшится во столько же раз, т. е. будет равен в летних условиях $\frac{105}{1,142} = 91,8 \text{ мм вод. ст.}$ (Результат: 91,8 мм вод. ст.)

При изложении многих вопросов вентиляционной техники вместо уд. веса удобно пользоваться понятием плотности воздуха

$$\rho = \frac{\gamma}{g} \text{ кг} \times \text{сек}^2/\text{м}^4.$$

5. Пределы колебаний давления и значение их для расчетов вентиляционных установок. Давления в вентиляционных сетях мельниц и элеваторов обычно разнятся от атмосферного не больше чем на $+200$ мм вод. ст. Эти сравнительно небольшие изменения давлений разрешают не учитывать в технических расчетах сетей мельниц и элеваторов изменения уд. веса или плотности воздуха в зависимости от давления.

Точность обычного технического расчета вентиляционных сетей не превышает 5%; точность аэродинамических исследований, на которых основан расчет сетей, также не превышает 3%. Ошибка, проистекающая от принятия $\gamma = \text{const}$ при напорах ± 200 мм вод. ст., составляет всего около 2%, как это видно из решения примеров 9 и 10.

Уд. вес воздуха изменяется также с высотой положения, уменьшаясь на каждые 100 м подъема над уровнем моря приблизительно на 1,25% (до 500 м над уровнем моря). Таким образом при расчетах с точностью до 3% подъем вентиляционной сети на высоту до 200 м можно не учитывать, а при точности в 5% можно пренебречь подъемом до 400 мм над уровнем моря.

Пределы изменений температур, которыми можно пренебречь при обычных технических расчетах вентиляционных сетей, указаны в § 7, п. 5.

При испытаниях вентиляционных установок с исследовательскими целями необходимо, однако, регистрировать во время производства работ барометрическое давление, подвергающееся резким колебаниям в зависимости от атмосферных явлений.

При технических расчетах вентиляционных установок, связанных с проектированием их для какого-либо конкретного пункта, желательно все же проверять по климатологическим таблицам¹ величину среднегодового давления, ибо для ряда пунктов величина давления значительно ниже среднего, равного 760 мм рт. ст. и принятого для всех обычных расчетов. Примером могут служить несколько пунктов, приведенных в табл. 5.

Таблица 5

| Наименование пункта | Среднее летнее давление в мм рт. ст. | Среднее зимнее давление в мм рт. ст. |
|-----------------------------------|--------------------------------------|--------------------------------------|
| Алма-Ата | 693,2 | 698,9 |
| Орджоникидзе | 701,5 | 703,4 |
| Петровский завод (Забайкалье) . . | 689,3 | 695,4 |
| Самарканд | 698,0 | 703,7 |
| Чита | 698,0 | 704,2 |
| Ереван | 675,1 | 679,3 |

Следует подчеркнуть, что ошибка в расчетах выше допускаемой может быть вызвана лишь пониженным давлением, ибо в пределах Союза нет населенных пунктов с давлением, настолько превышающим нормальное, чтобы вызвать ошибку выше допускаемой. Примером пунктов с наиболее высоким давлением может служить Астрахань (ср. зимнее 768,5 мм рт. ст.), Дербент (ср. зимнее 766,7 мм рт. ст.), Красноводск (ср. зимнее 767,6 мм рт. ст.). Однако это превышение давления до 9 мм рт. ст. (около 125 мм вод. ст.) дает ошибку менее допустимой.

¹ Например, "Таблицы климатологических данных и температур для теплотехнических расчетов", изд. Института норм и стандартов Союзстроя, 1931.

● Пример 12. В проектных расчетах вентиляционных установок мелькомбината в Алма-Ата принят уд. вес сухого воздуха $1,19 \text{ кг/м}^3$, соответствующий температуре 20° и давлению 760 мм рт. ст. Как велика в процентах ошибка, допущенная в значении уд. веса, если действительное среднегодовое давление в Алма-Ата равно 696 мм рт. ст. ? Какой напор будут развивать вентиляторы, если при указанных выше условиях они рассчитаны на 100 мм вод. ст. ?

● Решение. Действительное среднегодовое давление в мм вод. ст.

$$p = 696 \times 13,6 = 9450 \text{ мм вод. ст.}$$

$$\gamma_{\text{св}} = \frac{9450}{29,27 \times (273 + 20)} = 1,10 \text{ кг/м}^3.$$

Ошибка составляет

$$\frac{1,19 - 1,10}{1,19} = 7,6\%.$$

Напор, который будут действительно развивать вентиляторы (напор прямо пропорционален уд. весу воздуха; см. условия примера 11), равен

$$H = \frac{1,10}{1,19} - 100 = 92,4 \text{ мм вод. ст.}$$

(Результат: $7,6\%$; $92,4 \text{ мм вод. ст.}$)

§ 7. ВОЗДУХ КАК НОСИТЕЛЬ ТЕПЛА И ВЛАГИ

1. Влажность действительного атмосферного воздуха. Атмосферный воздух в действительности никогда не бывает сухим. Минимальная (в 1 час дня) среднегодовая относительная влажность по главнейшим населенным и промышленным пунктам СССР не ниже 45% ($45-46\%$ для Ташкента, Ашхабада, Самарканда, Ходжента). Минимальная среднемесячная влажность в наиболее сухой месяц для районов Средней Азии не спускается ниже 20% , да и то в особенно засушливые годы. Минимально наблюдавшаяся в этих районах влажность в исключительные дни особенно засушливых годов все же составляла $8-10\%$. Все это говорит за то, что в реальной обстановке мы всегда имеем дело с влажным воздухом.

2. Показатели степени влажности и влагоемкости воздуха. Напомним, что 1 м^3 полностью насыщенного влагой воздуха содержит количество пара, равное весу 1 м^3 насыщенного водяного пара, с температурой, равной температуре воздуха.

Из этого определения ясно, что насыщается влагой собственно не воздух, а объем (пространство), ибо насыщение происходит независимо от наличия в объеме того или иного количества воздуха.

Количество сухого воздуха, заключающегося в каком-либо данном объеме (вес его), зависит от давления; количество же пара, насыщающего объем, от давления не зависит. Так например, количество пара, насыщающего 1 м^3 при температуре 20° , равное $17,2 \text{ г}$, насыщает 1 м^3 воздуха при давлениях его и в 1 и в 2 ат, независимо от того, что во втором случае количество воздуха в 1 м^3 примерно вдвое больше.

Количество пара, насыщающего пространство, зависит исключительно от температуры. Данные о весе пара, насыщающего 1 м^3 (уд. вес насыщенного пара $\gamma_{\text{нп}}$), приведены в табл. II.

Показателями степени влажности воздуха могут служить:

1) Абсолютная влажность воздуха ($\gamma_{\text{п}}$) — весовое количество водяного пара, содержащегося в 1 м^3 воздуха. Так например, если указано, что воздух при температуре в 30° содержит влаги $9,4 \text{ г/м}^3$, то, справляясь

в таблицах данных о сухом и влажном воздухе (например, табл. II), мы видим, что абсолютная влажность полностью насыщенного воздуха при этой температуре равна $30,4 \text{ г/м}^3$, т. е. в данном случае мы имеем дело с воздухом, не насыщенным влагой.

В некоторых случаях, например в метеорологии, абсолютная влажность измеряется давлением пара, находящегося в воздухе (его парциальным давлением).

2) Степень насыщения (φ), или относительная влажность, воздуха (ω), — отношение веса пара, действительно содержащегося в 1 м^3 влажного воздуха, к максимально возможному содержанию пара в 1 м^3 воздуха данной температуры, т. е.

$$\varphi = \frac{\gamma_n}{\gamma_{нп}}.$$

Отношение это, выраженное в процентах, называется, как известно, относительной влажностью, т. е.

$$\omega = 100 \varphi = 100 \frac{\gamma_n}{\gamma_{нп}}.$$

Так например, для приведенного выше случая ($t = 30$; $\gamma_n = 9,4 \text{ г/м}^3$, $\gamma_{нп} = 30,1 \text{ г/м}^3$) степень насыщения и относительная влажность будут равны

$$\varphi = \frac{9,4}{30,4} = 0,309, \text{ или } \omega = 30,9\%.$$

3) Влагосодержание воздуха — содержание пара на 1 кг сухого воздуха, выраженное в килограммах (x по Молье) или в граммах (d по ВТИ). Величина влагосодержания зависит от температуры и степени насыщения, понижаясь при увеличении общего давления смеси и увеличиваясь при уменьшении его. Причина ясна из изложенного выше положения, по которому влагой насыщается не воздух, а объем.

Величины влагосодержания в зависимости от t и φ при давлении 760 мм рт. ст. даны на фиг. 8, представляющей собой диаграмму Молье. На ординатах косоугольной системы с левой стороны нанесены температуры воздуха, на абсциссах — влагосодержания в кг , а степени насыщения изображены кривыми с интервалом $\Delta\varphi = 0,1$.

Для определения влагосодержания необходимо найти точку пересечения наклонной линии температуры с кривой степени насыщения и, опустившись по вертикали влагосодержания вниз, прочесть на абсциссе искомую величину. Например, влагосодержание воздуха при 28° и относительной влажности 60% равно по диаграмме $14,1 \text{ г/кг}$ сухого воздуха.

4) Влажный дефицит (недостаток) — разность между влажностью воздуха, полностью насыщенного при данной температуре, и фактической влажностью. Поскольку влажность воздуха может характеризоваться абсолютным весом паров, относительной влажностью или парциальным давлением, то и влажный дефицит может выражаться либо как $\gamma_{нп} - \gamma_n$ (г/м^3 или кг/м^3), либо как $100 - \omega$ (%), либо как $p_{нп} - p_n$ (мм рт. ст. или кг/м^2), где $p_{нп}$ — давление насыщенного пара при данной температуре, p_n — фактически наблюдаемое давление пара при той же температуре.

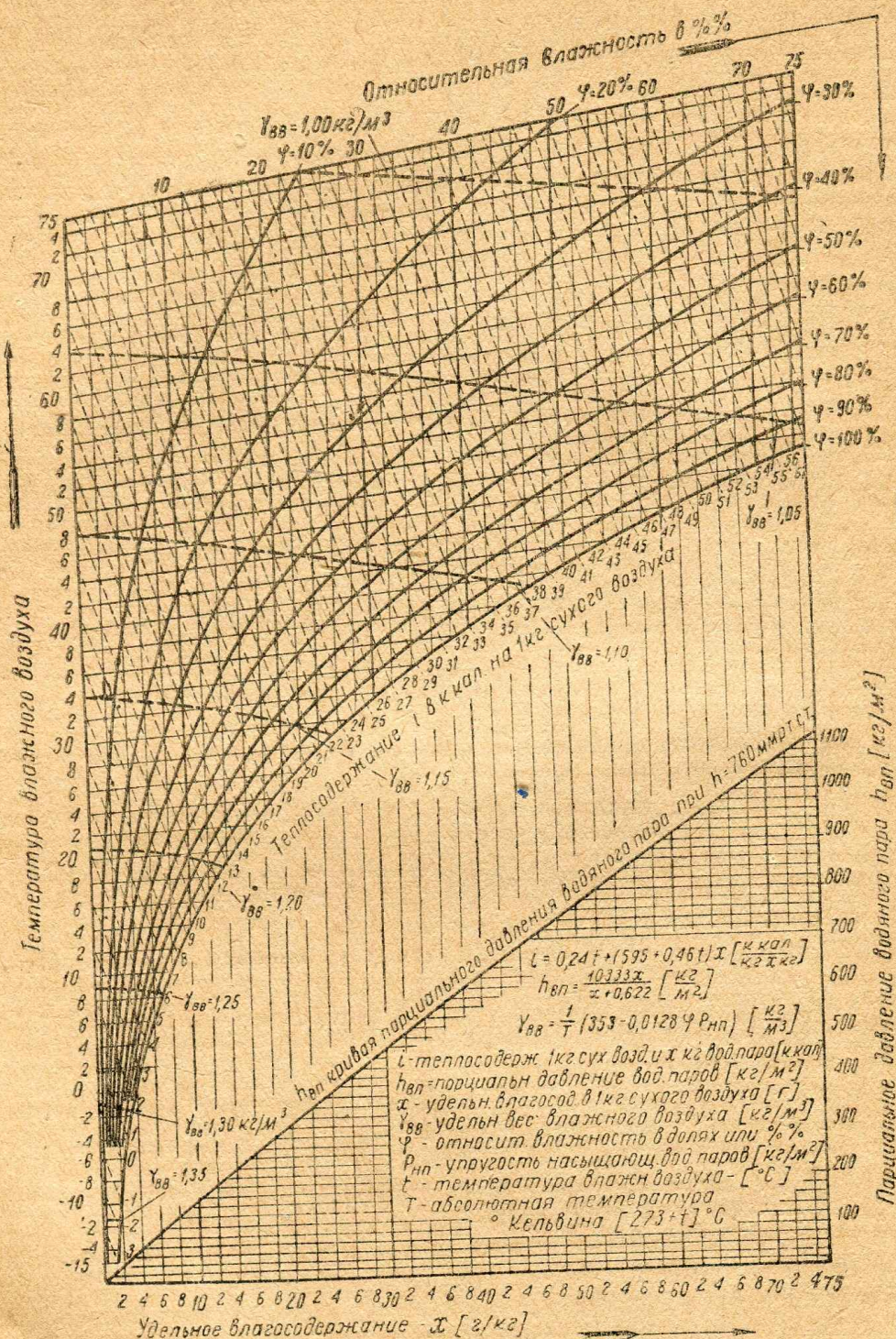
Влажный дефицит — показатель, употребляемый преимущественно в американской литературе (в г/м^3), — характеризует влагопоглощательную способность воздуха, которая прямо пропорциональна дефициту.

Из приведенных показателей влажности наиболее часто употребляемыми являются первые три.

3. Уд. вес влажного воздуха. Давление влажного воздуха ($p_{св}$) по закону Дальтона („давление смеси газов равно сумме давлений отдельных составляющих“) складывается из парциальных давлений сухого воздуха ($p_{св}$) и пара (p_n):

$$p_{св} = p_{св} + p_n; \quad H_{св} = H_{св} + H_n \text{ кг/м}^2 \text{ или мм рт. ст.} \quad (7-1)$$

Для насыщенного пара давление его $p_{нп}$ может быть определено для заданной температуры из таблиц (например, табл. II) в приложениях.



Фиг. 8. Диаграмма $i-x$ Молье для влажного воздуха

Парциальное давление пара в воздухе, насыщенном полностью, p_n может быть с достаточной для наших целей степенью точности определено при допущении, что водяной пар даже в насыщенном состоянии подчиняется характеристическому уравнению:

$$p_n v_n = R_n T; \quad p_{np} v_{np} = R_n T,$$

где v_n и v_{np} — уд. объемы ненасыщенного и насыщенного пара; R — газовая постоянная, равная для пара около 47,0. Поскольку правые части этих двух уравнений равны между собой, мы можем написать:

$$p_n v_n = p_{np} v_{np},$$

или так

$$v = \frac{1}{\gamma},$$

то

$$\frac{p_n}{p_{np}} = \frac{\gamma_n}{\gamma_{np}} = \varphi,$$

откуда давление пара при любой степени насыщения

$$p_n = \varphi p_{np}.$$

Ошибка в этом выражении, связанная с применением для пара характеристических уравнений, не превышает 1—2%¹.

Уд. вес влажного воздуха ($\gamma_{вв}$) может быть найден как сумма уд. весов пара, в нем содержащегося (γ_n), и сухого воздуха ($\gamma_{св}$):

$$\gamma_{вв} = \gamma_{св} + \gamma_n.$$

Парциальное давление сухого воздуха, заключающегося в смеси по ур-нию (7—1), равно

$$p_{св} = p_{вв} - p_n \text{ кг/м}^2; \quad H_{св} = H_{вв} - H_n \text{ мм рт. ст.},$$

или при общем давлении, равном или близком к 760 мм рт. ст., и в зависимости от степени насыщения воздуха

$$p_{св} = 760 - \varphi p_{np},$$

откуда весовое содержание сухого воздуха в 1 м³ смеси

$$\gamma_{св} = \frac{p_{св}}{RT} = \frac{p_{вв} - \varphi p_{np}}{29,27 T} \text{ кг в 1 м}^3 \text{ смеси} \quad (7-2)$$

Уд. вес пара из характеристического уравнения

$$\gamma_n = \frac{p_n}{R_n T} = \frac{\varphi p_{np}}{47,0 T}.$$

Отсюда

$$\begin{aligned} \gamma_{вв} &= \frac{p_{вв} - \varphi p_{np}}{29,27 T} + \frac{\varphi p_{np}}{47,0 T} = \frac{p_{вв}}{29,27 T} - \frac{\varphi p_{np}}{T} \left(\frac{1}{29,27} - \frac{1}{47,0} \right) = \\ &= \frac{p_{вв}}{29,27 T} - 0,0128 \frac{\varphi p_{np}}{T}. \end{aligned} \quad (7-3)$$

Первый член этого выражения $\left(\frac{p_{вв}}{29,27 T} \right)$ представляет собой вес сухого воздуха при давлении, равном общему давлению смеси ($p_{вв}$), т. е. господствующему барометрическому давлению ($p_{вв} = b$). Поскольку давление пара (p_{np}) и абсолютная температура T всегда положительны по своей сущности, то из ур-ния (7—3) становится ясным, что уд. вес воздуха уменьшается

¹ См. Лурье М. Ю., Способ построения $I-d$ диаграммы и вспомогательные таблицы для влажного воздуха, изд. ВТИ, 1930.

с повышением его влажности (при $t = \text{const}$). Положение о том, что влажный воздух легче сухого, парадоксальное на первый взгляд, необходимо четко усвоить для правильного представления о циркуляционных токах воздуха с переменной влажностью.

Характер изменения уд. веса воздуха в зависимости от температуры и относительной влажности его ясен из фиг. 9, на которой даны уд. веса влажного воздуха при давлении 735 мм рт. ст.

Для приближенного определения $\gamma_{\text{вс}}$ можно пользоваться данными кривыми.

4. Аналитическое определение влагосодержания воздуха. При определении понятия влагосодержания было рекомендовано находить величину его при помощи диаграммы Молье. Аналитическое определение влагосодержания может быть сделано на основании следующих простых соображений. Характеристические уравнения для смеси, состоящей из G_n кг пара и $G_{\text{св}}$ кг сухого воздуха, представляют собой:

$$\text{для пара } p_n V_n = G_n R_n T;$$

$$\text{для сухого воздуха } p_{\text{св}} V_{\text{св}} = G_{\text{св}} R_{\text{св}} T;$$

$$\text{отсюда, помня, что } V_n = V_{\text{св}} = V_{\text{смеси}}, \text{ имеем}$$

$$x = \frac{G_n}{G_{\text{св}}} = \frac{p_n R_{\text{св}}}{p_{\text{св}} R_n} = \frac{29,27}{47,0} \times$$

$$\times \frac{p_n}{b - p_n} = 0,622 \frac{p_n}{b - p_n} \text{ кг на 1 кг}$$

сухого воздуха,

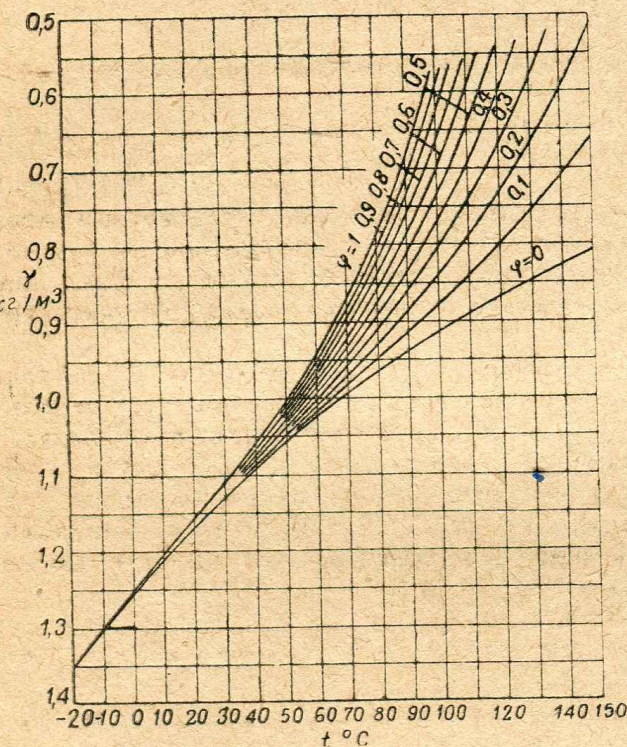
где $b = p_{\text{св}}$ — барометрическое давление, равное давлению смеси (влажного воздуха).

Выражая влагосодержание в граммах и зависимость его от степени насыщения воздуха, имеем

$$x = 622 \frac{\varphi p_{\text{нп}}}{b - \varphi p_{\text{нп}}} \text{ г на 1 кг су-}$$

хого воздуха.

● **Пример 13.** В вальцевый станок поступает $10 \text{ м}^3/\text{мин}$. аспiriрующего воздуха при температуре $+20^\circ$, относитель-



Фиг. 9. Удельный вес влажного воздуха

ной влажности 50% и давлении 760 мм рт. ст. Сколько граммов влаги в минуту уносит с собой воздух из станка, если температура воздуха в аспирационной трубке равна $+30^\circ$, а относительная влажность 95%?

Указания к решению. По нормальному давлению сухого воздуха, поступающего в станок, определить количество его, приходящееся на 1 м^3 . По влагосодержанию и количеству воздуха определить общее количество влаги, поступающей в станок. Точно так же определить общее количество влаги, выходящей с воздухом из станка. Разность второго и первого общих количеств влаги дает количество влаги, уносимой воздухом из станка.

● **Решение.** Количество сухого воздуха, находящегося в 1 м^3 поступающего в станок влажного воздуха ($t_1 = 20^\circ$, $\varphi_1 = 0,5$, $H_1 = 760 \text{ мм рт. ст.}$, $p_{\text{св}} = 10333 \text{ кг/м}^2$), определяется по парциальному давлению сухого воздуха:

$$p_{\text{св}} = p_{\text{св}} - \varphi_1 p_{\text{нп1}} = 10333 - 0,5 \times 236,3 = 10214,8 \text{ кг/м}^2;$$

по характеристическому уравнению $\gamma_{\text{св}} = \frac{p_{\text{св}}}{R_{\text{св}} T} = \frac{10215}{29,3 \times 293} = 1,190 \text{ кг/м}^3$.

Общее количество сухого воздуха, поступающего в станок за минуту, равно

$$G_{cs} = Q_{мин} \gamma_{cs} = 10 \times 1,190 = 11,9 \text{ кг/мин.}$$

Влагосодержание поступающего в станок воздуха определяем по диаграмме $i-x$ (фиг. 8); для $t_1 = 20^\circ$ и $\varphi_1 = 0,5$ $x_1 = 7,2$ г на 1 кг сухого воздуха. Влагосодержание выходящего воздуха при $t_2 = 30^\circ$ и $\varphi_2 = 0,95$

$$x_2 = 25,8 \text{ г на 1 кг сухого воздуха.}$$

Общее количество влаги, поступающей в станок,

$$w_1 = G_{cs} x_1 = 11,9 \times 7,2 = 85,6 \text{ г/мин.}$$

Количество влаги в воздухе, выходящем из станка,

$$w_2 = G_{cs} x_2 = 11,9 \times 25,8 = 307,0 \text{ г/мин.}$$

Количество влаги, уносимой воздухом из продукта, проходящего через станок

$$w_y = w_2 - w_1 = 307,0 - 85,6 = 221,4 \text{ г/мин.}$$

(Результат: 221,4 г/мин.)

5. Понятие о стандартном состоянии воздуха. В предыдущем параграфе было указано, что изменениями давления в пределах 200 мм вод. ст. можно пренебречь в смысле влияния их на величину уд. веса. Рассмотрим вопрос о том, какие изменения температур и влажности можно не учитывать при обычных технических расчетах.

Уд. вес воздуха — одна из важнейших величин, входящих в расчеты вентиляционных установок — постоянно колеблется в зависимости от состояния погоды, времени года, температур, развивающихся в вальцевых станках, и ряда прочих условий. В пределах точности технического расчета нет надобности, да и нет возможности учитывать все эти изменения. Кроме того для сравнения между собой результатов различных расчетов и испытаний вентиляционных установок необходимо либо вести их при одном и том же уд. весе, либо приводить к какому-либо одному уд. весу.

Таким стандартным уд. весом воздуха принят уд. вес его при давлении 760 мм рт. ст., при температуре $+20^\circ$ и относительной влажности 50%, равный $1,20 \text{ кг/м}^3$.

Стандартная плотность воздуха, соответствующая этому уд. весу,

$$\rho = \frac{\gamma}{g} = \frac{1,20}{9,81} = \frac{\text{кг} \times \text{сек}^2}{\text{м}^4}.$$

Безоговорочное пользование этими величинами без введения поправок в конечные результаты возможно, конечно, лишь в пределах точности расчета. При отклонении точности отдельных величин, лежащих в основу расчета до 3%, можно допустить безоговорочное пользование стандартными величинами при изменениях температур от $+13,5$ до $+27,5^\circ$ и возможных изменениях влажности. Если область безоговорочного пользования стандартным уд. весом ограничить температурой от $+10$ и до $+30^\circ$, то относительная ошибка возрастает до 4,5%, если влажность колеблется от 0 (при 10°) до 100% (при 30°).

Следует также учесть, что влияния влажности на уд. вес воздуха при температурах ниже $+20^\circ$ можно не учитывать, ибо она изменяет его после этого предела менее чем на $0,01 \text{ кг/м}^3$, как это видно на фиг. 9.

Все данные о вентиляторах (развиваемый напор, расходуемая мощность), приводимые в литературе и каталогах, отнесены к стандартному воздуху. При работе вентилятора в условиях, значительно отличающихся от стандарт-

ных, развиваемый напор и расходуемая мощность изменяются пропорционально уд. весам. Сопротивление вентиляционных сетей также увеличивается почти пропорционально уд. весам.

В результате испытаний вентиляционной сети или вентилятора, проведенных при температуре t и атмосферном давлении p_a , необходимо для приведения к стандартным условиям ввести поправку на плотность воздуха ($k_{пл}$).

Так как плотность воздуха прямо пропорциональна давлению и обратно пропорциональна абсолютной температуре, то

$$\frac{p}{p_a} = \frac{760}{p_a} \times \frac{273 + t}{273 + 20} = 2,59 \frac{T}{p_a} = k_{пл},$$

где p_a — плотность воздуха при условиях испытания;

p — плотность стандартного воздуха.

Следовательно

$$p = k_{пл} p_a.$$

Измерив в условиях испытания величину давления (H_a) в каком-либо сечении воздуховода и желая привести этот результат к стандартному воздуху, мы должны умножить найденную при T и p_a величину H_a на величину поправки, т. е.

$$H = k_{пл} H_a.$$

6. Теплосодержание влажного воздуха и определение величины его при помощи диаграммы $i-x$. Как было указано выше, воздух, аспирирующий машины, наряду с влагой уносит и тепло, образующееся при помоле.

Теплоемкость сухого воздуха $c_{св}$ почти не зависит от давления и весьма мало зависит от температуры, в связи с чем для расчетов вентиляционных установок ее принимают постоянной и равной:

$$c_{св} = 0,24 \text{ кал/кг}^\circ\text{C}.$$

Количество тепла (теплосодержание), содержащегося в 1 кг сухого воздуха, равно, следовательно

$$i_{св} = 0,24 t \text{ кал/кг}.$$

Теплоемкость пара в пределах температур, наиболее часто встречающихся в вентиляционных установках (от 0 до 100°), можно приближенно, но с достаточной для практических целей точностью, принять постоянной и равной

$$c_n \approx 0,46 \approx \text{const}.$$

Теплосодержание насыщенного пара — сумма скрытой теплоты парообразования и теплоты нагрева до температуры насыщения t_n — выразится при этом следующим образом:

$$i_{нп} = 595 + 0,46 t_n \text{ кал/кг}.$$

Теплосодержание ненасыщенного пара i_n , находящегося в смеси воздуха с паром, составит из теплосодержания насыщенного пара и тепла, пошедшего на перегрев пара до температуры пара (t_n), т. е.

$$i_n = i_{нп} + (t_n - t_n) c_n.$$

Подставляя в это выражение значение $i_{нп}$ и c_n , получим

$$i_n \approx 595 + 0,46 t_n \text{ кал/кг}.$$

Это уравнение достаточно точно для температур до 600° , если парциальное давление пара не превышает 1 ат, чего в вентиляционных установках не может быть.

Теплосодержание влажного воздуха ($i_{\text{вв}}$), отнесенное к 1 кг заключенного в нем сухого воздуха, следует рассматривать как сумму теплосодержаний сухого воздуха и пара, приходящегося на него в количестве x кг с теплосодержанием i_n :

$$i_{\text{вв}} = i_{\text{св}} + xi_n = 0,24t + (595 + 0,46t)x \text{ кал/кг сухого воздуха. (7—4)}$$

• Пример 14. Какое количество тепла уносит с собой в час воздух, аспирирующий вальцевый станок при условиях, указанных в примере 13?

• Решение. Количество сухого воздуха, просасываемого через станок, равно $G_{\text{св}} = 11,9$ кг/мин. (см. решение примера 13). Если обозначить через i_1 теплосодержание воздуха, входящего в станок, а через i_2 — то же для выходящего воздуха, то количество тепла, уносимого воздухом из станка, равно

$$I = G_{\text{св}}i_2 - G_{\text{св}}i_1 = G(i_2 - i_1) \text{ кал/мин.}$$

Теплосодержание для воздуха с $t_1 = 20^\circ$ и $x_1 = 7,2$ г/кг (см. решение примера 13 по ф-ле 7—4) равно

$$i_1 = 0,24 \times 20 + (595 + 0,46 \times 20) 0,0072 = 9,1 \text{ кал/кг.}$$

То же для выходящего воздуха ($t_2 = 30^\circ$, $x_2 = 25,8$ г/кг):

$$i_2 = 0,24 \times 30 + (595 + 0,46 \times 30) 0,0258 = 22,9 \text{ кал/мин.}$$

Откуда

$$I_{\text{мин}} = 11,9 (22,9 - 9,1) = 164 \text{ кал/мин.}$$

или в час

$$I_{\text{час}} = 164 \times 60 = 9840 \text{ кал/час.}$$

(Результат: 9840 кал/час)

Величина теплосодержания влажного воздуха может быть получена без вычислений при помощи изображенной на фиг. 8 диаграммы тепло- и влагосодержания ($i-x$ -диаграммы проф. Молье).

Линии постоянного теплосодержания (изентальпы¹) представляют собой в этой диаграмме наклонные прямые, спускающиеся слева направо вниз, как показано на схеме (фиг. 10).

Для определения теплосодержания влажного воздуха по t и ϕ достаточно найти точку пересечения прямой постоянных температур с кривой, заданной относительной влажностью, и прочесть показание изентальпы, проходящей через точку пересечения. Так например, теплосодержание воздуха при температуре 32° и относительной влажности в 40% равно примерно 15 кал. на 1 кг сухого воздуха.

Кроме тепло- и влагосодержания, изображенная на фиг. 8 диаграмма дает возможность определить парциальное давление пара при любой степени насыщения и уд. вес влажного воздуха.

Для определения p_n по t и ϕ нужно от точки пересечения их линий провести вертикаль до пересечения с расположенной внизу пологой кривой парциальных давлений, от новой точки пересечения провести горизонталь направо и на оси координат прочесть показание (см. фиг. 8).

Для нахождения уд. веса влажного воздуха по t и ϕ нужно определить, на какой из линий γ лежит точка пересечения линий t и ϕ , как показано на фиг. 10.

Например, для $t = 50^\circ$ и $\phi = 30^\circ$ $p_n = 375$ кг/м²; $\gamma_{\text{вв}} = 1,08$ кг/м³.

¹ Энтальпия — содержание тепла или энергии в каком-либо данном веществе.

Для упражнения в пользовании диаграммой $i-x$ и выяснения характера задач, решаемых при ее помощи, приводим ряд примеров.

• Пример 15. Воздух поступает из помещения в „Фермер“ с температурой $+14^\circ$ при относительной влажности 70% , а выходит из него с температурой $+22^\circ$ при относительной влажности 60% . Какое количество тепла и влаги удаляется аспирацией за час, если поступление сухого воздуха в машину равно 10 кг/мин. ?

• Решение. По диаграмме $i-x$ для температуры $+14^\circ$ и $\omega = 70\%$

$$i_1 = 7,6 \text{ кал/кг}; x_1 = 6,9 \text{ г/кг сухого воздуха.}$$

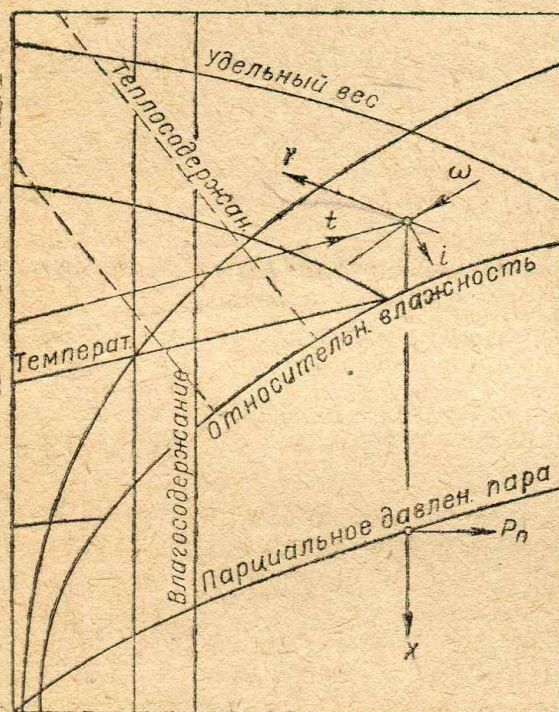
Для $t_2 = +22^\circ$ и $\omega_2 = 60\%$ $i_2 = 11,2 \text{ кал/кг}; x_2 = 9,8 \text{ г/кг.}$

Количество удаляемого за час тепла и влаги

$$I_{\text{час}} = 60 G_{\text{мин}} (i_2 - i_1) = 60 \times 10 (11,2 - 7,6) = 2160 \text{ кал/час.}$$

$$W_{\text{час}} = 60 G_{\text{мин}} (x_2 - x_1) = 60 \times 10 (9,8 - 6,9) = 1740 \text{ г/час}$$

(Результат: $2160 \text{ кал/час}; 1740 \text{ г/час.}$)



Фиг. 10. Схема расположения основных линий диаграммы $i-x$

• Пример 16. От самобалансного сепаратора, установленного в очистительной башне элеватора, вентилятор отсасывает $600 \text{ м}^3/\text{мин.}$ воздуха, поступающего в сепаратор из помещения, где отоплением поддерживается температура $+15^\circ$ при относительной влажности 60% . Воздух из вентилятора поступает в циклон, а из него — наружу, где господствует температура -10° при относительной влажности 100% . Какое количество угля с теплотворной способностью 7000 кал. нужно сжигать за сутки, если очищенный от пыли воздух возвращать в помещение башни? Коэффициент полезного действия системы отопления равен $0,5$.

• Решение. Определим, сколько килограммов сухого воздуха содержится в 600 м^3 при $+15^\circ$ и 60% относительной влажности. В 1 м^3 влажного воздуха содержится сухого (см. ф-лу 7-2)

$$\gamma'_{\text{св}} = \frac{p_{\text{вв}} - \varphi p_{\text{кп}}}{29,27 T}$$

По $i-x$ диаграмме $\varphi p_{\text{кп}} = p_n = 7,6 \text{ мм рт. ст.}$ или $7,6 \times 13,6 = 103,5 \text{ кг/м}^3$, $T = 273 + 15 = 288^\circ$, откуда

$$\gamma'_{\text{св}} = \frac{10333 - 103,5}{29,27 \times 288} = 1,215 \text{ кг/м}^3.$$

Количество сухого воздуха, поступающего в сепаратор, равно

$$G_{\text{св}} = 600 \times 1,215 = 729 \text{ кг/мин.}$$

Воздух, засасываемый сепаратором из помещения башни, входит в помещение снаружи с температурой -10° при $\omega = 100\%$ и вносит с собой на каждый килограмм (теплосодержание см. $i-x$ диаграмму) $i_1 = -1,4 \text{ кал/кг.}$

Теплосодержание уходящего воздуха при $+15^\circ$ и 60% $i_2 = 7,5 \text{ кал/кг.}$ Часовое количество уносимого тепла

$$I_{\text{час}} = 60 G_{\text{св}} (i_2 - i_1) = 60 \times 729 (7,5 + 1,4) = 389\,500 \text{ кал/час.}$$

Это количество представляет собой часовой расход тепла системой отопления в башне. Соответствующий ему суточный расход угля в топке равен

$$G_{\text{угля}} = \frac{389\,500 \times 24}{7000 \times 0,5} = 2670 \text{ кг/сутки.}$$

(Результат: 2,67 т/сутки.)

• **Пример 17.** От вальцевого станка требуется отвести вентиляцией 3000 кал/час. Температура воздуха на вальцевом этаже равна $+28^\circ$, относительная влажность 75% . Воздух, отводимый от вальцевого станка, должен иметь температуру $+36^\circ$ и относительную влажность 70% . Какое количество кубометров воздуха в минуту необходимо отсосать от вальцевого станка?

Примечание. Температура и влажность воздуха, выходящего из вальцевого станка, заданы из условий предупреждения конденсации влаги.

• **Решение.** Теплосодержание воздуха, входящего в станок ($28^\circ - 75\%$): $i_1 = 17,6$ кал/кг. То же для выходящего воздуха ($36^\circ - 70\%$): $i_2 = 25$ кал/кг. Часовое количество удаляемого тепла

$$I_{\text{час}} = G_{\text{св}}(i_2 - i_1) \text{ кал/час,}$$

откуда количество сухого воздуха, подлежащего удалению,

$$G_{\text{св}} = \frac{I}{i_2 - i_1} = \frac{3000}{25 - 17,6} = 405 \text{ кг/час.}$$

Количество килограммов сухого воздуха, содержащегося в 1 м^3 смеси при 36° и 70%

$$\gamma'_{\text{св}} = \frac{10\,333 - 425}{29,3 \times 309} = 1,095 \text{ кг/м}^3,$$

где 425 кг/м^2 — парциальное давление пара, взятое по диаграмме $i - x$.

Количество $\text{м}^3/\text{мин.}$ воздуха, подлежащего отсасыванию от станка, равно

$$Q_{\text{мин}} = \frac{405}{60 \times 1,095} = 6,17 \text{ м}^3/\text{мин.}$$

(Результат: $6,2 \text{ м}^3/\text{мин.}$)

• **Пример 18.** Воздух, отсасываемый от кондиционеров, подается вентилятором в пыльную камеру, причем воздухопровод от вентилятора к пыльной камере проходит вне здания. При какой температуре в воздуховоде будет наблюдаться конденсация, если относительная влажность воздуха, выходящего из кондиционера, равна 55% при температуре $+40^\circ$?

• **Решение.** Находим на диаграмме $i - x$ точку, соответствующую $+40^\circ$ и 55% , и проводим вниз по линии постоянного влагосодержания вертикаль до пересечения с кривой $\phi = 100\%$. Проходящая через эту точку линия температуры ($\sim +29^\circ$) — точка росы.

(Результат: при $+29^\circ$.)

§ 8. УСЛОВИЯ ОБРАЗОВАНИЯ И УДАЛЕНИЯ ТЕПЛА И ВЛАГИ

1. Необходимость охлаждения размалывающих машин. Механическая энергия, вырабатываемая двигателями мельниц и элеваторов, будучи подведена к рабочим машинам, превращается в результате работы машины в тепло, нагревающее отдельные части машин, продукт, обрабатываемый ими, и воздух, приходящий в соприкосновение с машиной и продуктом.

Количество тепла, образующегося в трущихся частях мельничных и элеваторных машин, за исключением поверхностей рабочих валков вальцевых станков, не настолько велико, чтобы их нужно было искусственно охлаждать. Но даже если бы это было необходимо, то воздух в данном случае вслед-

ствие его весьма малой теплоемкости на единицу объема является менее выгодным теплоносителем, чем вода. Так например, теплоемкость стандартного воздуха, отнесенная к единице объема, в 3450 раз менее теплоемкости воды.

Одной из целей вентиляции машин вследствие этого является охлаждение продукта, для которого воздух является наиболее удобным теплоносителем. В вальцевых станках воздух попутно охлаждает также рабочие поверхности размалывающих валков, причем значительная доля отводимого аспирацией тепла отдается воздуху именно поверхностями валов.

Как мы уже знаем, отведение тепла необходимо для предотвращения выделения из продуктов влаги в количествах, вызывающих конденсацию паров на поверхностях машин, трубопроводов и сит. Замечено, что нагрев продукта до 50—60° при его прохождении через вальцевые станки отрицательно влияет на его хлебопекарные качества. Поэтому не следует допускать нагрева продуктов при размоле выше 45°, тем более, что условия нагрева продукта в вальцевом станке разнятся от обычных условий медленного прогревания в специальных аппаратах или в сушильном шкафу. Кроме того мука, набитая в мешки с температурой выше 38—40°, охлаждаясь весьма медленно, ухудшает все же свои качества, приобретая даже неприятный запах.

2. Процессы теплообразования при размоле на вальцевых станках. С точки зрения образования тепла нас наиболее интересует вальцевый станок. Хотя и во всех остальных машинах (сепаратор, обойка, вейка, рассев и т. д.) подводимая энергия также превращается в тепло, можно все же утверждать, что количество тепла, получаемого продуктом от этих машин, настолько ничтожно, что практически не вызывает заметного нагревания их. Таким образом мы приходим к практически достаточно правильному заключению о том, что все количество тепла, получаемого продуктом в размольном отделении, сообщается ему вальцевыми станками. Рассмотрим в связи с этим в самых общих чертах процесс образования тепла в силовом поле вальцевых станков.

Наблюдение над температурами в вальцевом станке при установившемся режиме работы его показывает, что наибольшую температуру имеет быстро идущий вал; медленно идущий вал холоднее на 5—10°. Измерения температуры продукта, выходящего из станка, показывают, что продукт даже холоднее, чем медленно идущий вал. Примеры распределения температур между валами и продуктом даны в табл. 6 и на фиг. 16.

Таблица 6

Температура валов станка и продукта при четырехкратном размоле ржи в 95%-ную муку

| Система | Температура валов | | | Температура продукта | | | Превышение т-ры вала над температурой продукта | |
|------------------|-------------------|------------|---------|----------------------|--------------|---------|--|------------|
| | быстрого | медленного | разница | до станка | после станка | разница | быстрого | медленного |
| 1-е дранье . . . | 69 | 59 | 10 | 30 | 38 | 8 | 31 | 21 |
| 2-е „ . . . | 57 | 51 | 6 | 30 | 35 | 5 | 22 | 16 |
| 3-е „ . . . | 84 | 77 | 7 | 29 | 42 | 13 | 42 | 35 |

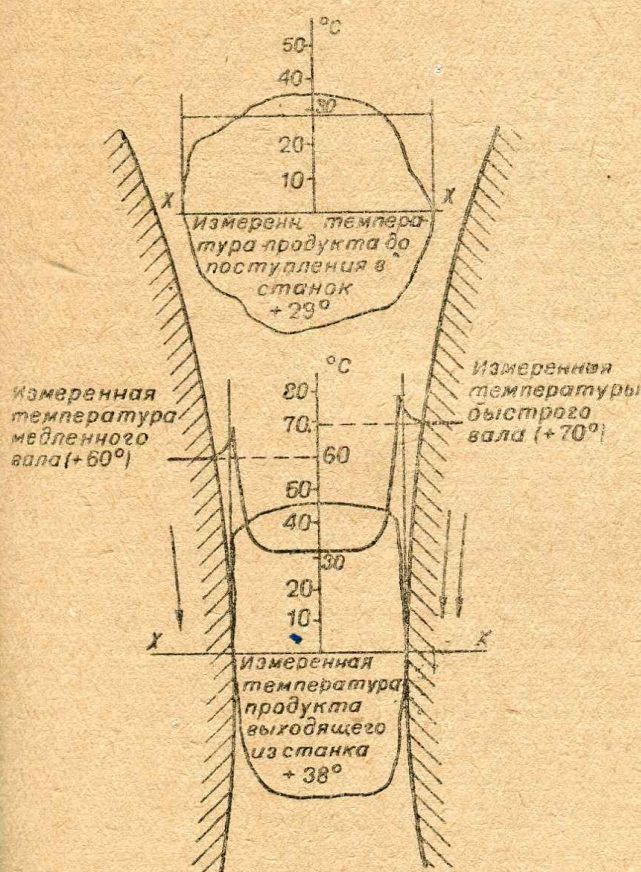
То обстоятельство, что температуры валов выше температуры продукта, вызывает часто представление о нагреве продукта валами. При этом процесс нагревания продукта представляется обычно в следующем виде: холодный продукт поступает в щель между валами и нагревается от поверхностей их, которые всегда более горячие, чем продукт¹. Таким образом представление

¹ См., например, статью Эдгара Миллера в „American Miller“, август 1927.

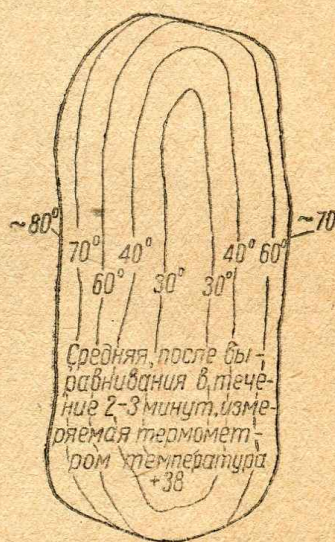
это указывает на то, что поток тепла направлен от центра вала к поверхности его, к продукту.

Несмотря на неопровержимость того факта, что валы горячее продукта, и на распространенность изложенного выше представления о процессах образования тепла в вальцевом станке, мнение это нельзя считать соответствующим действительности. Один из основных недостатков подобного представления процессов нагрева продукта заключается в том, что оно вызывает необходимость сделать допущение о развитии тепла внутри вала, что, конечно, невозможно. Подобное представление могло бы соответствовать действительности лишь в том случае, если бы подшипники валов были значительно горячее поверхности валов и могли развивать такое количество тепла, чтобы нагре-

вать до указанных в примере температур все количество продукта, проходящего через станок. В действительности, подшипники не могут развивать таких громадных количеств тепла; кроме того, во всех при-



Фиг. 11. Приближенная схема распределения температур в силовом поле валов



Фиг. 12. Приближенная схема расположения изотерм в частице продукта после раздробления ее между валами

веденных в табл. 6 случаях температура подшипников была ниже температуры быстрого вала.

Таким образом, поскольку нет источников тепла внутри вала, постольку поток тепла не может быть направлен от вала к продукту.

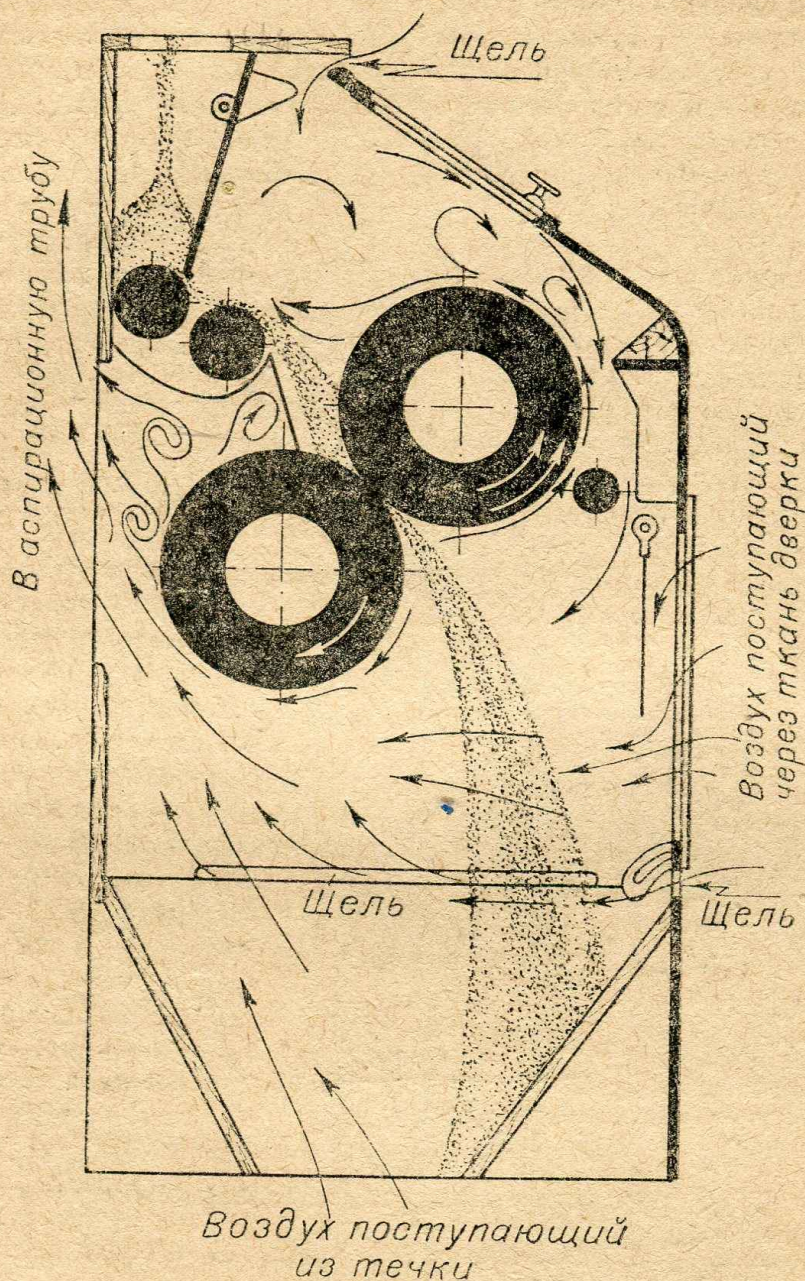
Развитие тепла в силовом поле вальцевого станка вызывается преобразованием механической энергии вследствие двух причин:

- 1) внешнего трения продукта о поверхности валков;
- 2) внутреннего трения между частицами дробимого продукта.

Образование тепла в результате внешнего трения общеизвестно. Примером образования тепла в результате внутреннего трения может служить процессковки холодного железа. Обработывая холодный железный прут ударами молота, можно добиться в течение короткого времени доведения температуры прута до светлокрасного каления. При разрушении ударом менее пластичного тела происходит раздробление также с образованием тепла в количествах, пропорциональных энергии удара. Если, например, на наковальню положить

несколько зерен и разрушить их коротким, сильным ударом молота, то можно ощутить запах пригоревшего зерна.

При плющении зерна между валами, идущими с одинаковой скоростью, тепло развивается почти исключительно за счет внутреннего трения. Количество тепла и температура нагревания зерна пропорциональны скорости деформации, т. е. величине деформации зерна, разделенной на время ее протекания. Величина деформации в этом случае наиболее велика для внешних частей



Фиг. 13. Направления токов воздуха в аспирируемом вальцевом станке

зерна, в соответствии с чем и температура их в результате пропуска через валы выше температуры внутренних частей.

При наличии разности скоростей поверхностная температура внешних частей увеличивается еще за счет внешнего трения поверхностей гладких валов или в случае нарезных валов граней рифлей о продукт.

Вследствие малой теплопроводности зерна поверхностная температура за ничтожно короткое время пребывания частицы в силовом поле (тысячные доли секунды) не успевает распространиться по всей массе продукта, в то время как чугунные валы, теплопроводность которых минимум в 100 раз

более теплопроводности зерна, воспринимают температуру, близкую к температуре наружных поверхностей дробимых частиц. Общая картина распределения температур в самом грубом приближении изображена на фиг. 11.

Так как тепло образуется в поверхностных слоях дробимых частиц и на поверхностях валов, то нагревание вала идет от его поверхности к центру. Такое представление процессов теплообразования больше соответствует действительности, ибо тепло образуется в тех местах, где происходит затрата энергии.

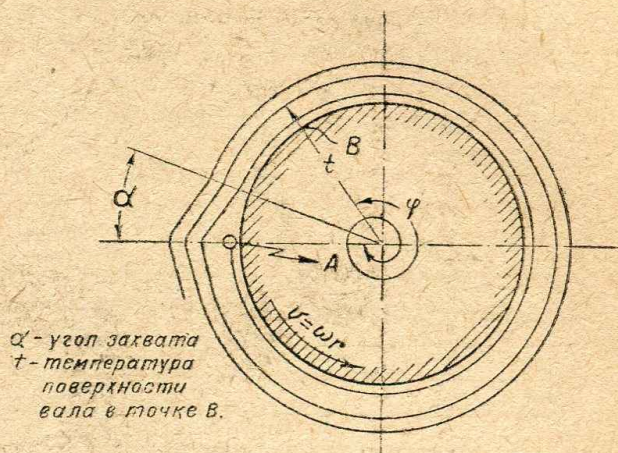
Температура продукта, измеряемая обычно путем погружения ртутного или спиртового термометра в массу продукта, взятого из-под валов, показывает лишь среднюю температуру, так как за время подъема ртутного столбика (около 2 мин.) температуры слоев, распределенные так, как показано примерно на фиг. 12, успевают в значительной мере выравняться. Действительная же температура наружных частиц продукта близка к температуре поверхности вала, с которой соприкасалась частица.

Аспирирующий воздух, поступающий в станок различными путями, омывает, как показано на фиг. 13, валы и охлаждает их. Таким образом валы нагреваются на короткой части окружности, соответствующей углу захвата α ($\alpha = 1 - 10^\circ$), и охлаждаются токами воздуха во все время поворота валов на угол $360^\circ - \alpha$.

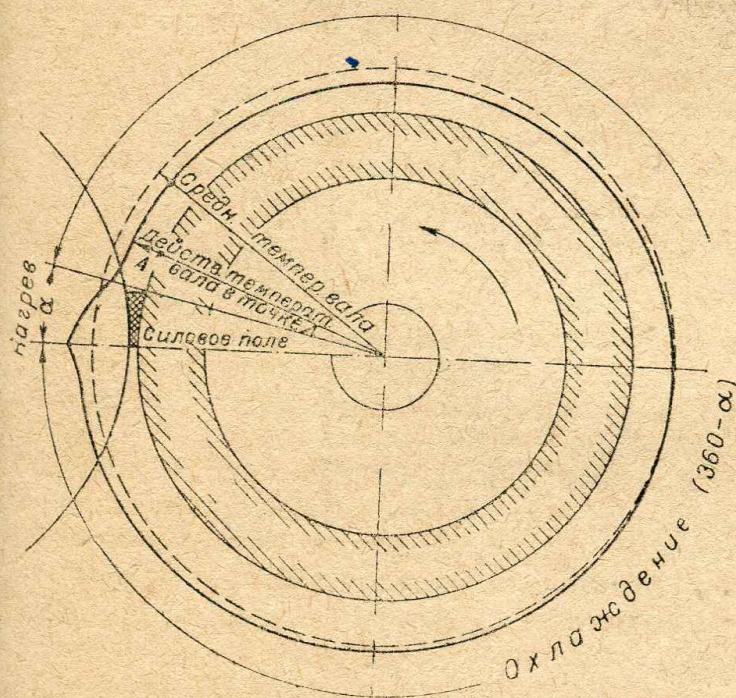
Если подъем температуры какой-либо элементарной площадки поверхности вала за время пребывания ее в силовом поле больше, чем падение температуры за время поворота на угол $360^\circ \alpha$, то, следовательно, тепловой режим работы станка неустойчив. Режим этот, имеющий место в начале работы станка под нагрузкой, наглядно изображен в полярных координатах на фиг. 14, где радиус-вектором показана температура валков при повороте его на угол φ .

По истечении 4—5 час. наступает устойчивый тепловой режим, при котором количества отдаваемого и получаемого валком

тепла равны между собой и дальнейшего нагрева валков не наблюдается (фиг. 15). Устойчивый режим работы наступает лишь тогда, когда температура вала подымается до величины, обеспечивающей разность температуры катка и воздуха, достаточную для отдачи всего количества тепла, полученного на дуге захвата.



Фиг. 14. Неустойчивый тепловой режим работы валов, — нагревание вала (полярные координаты)

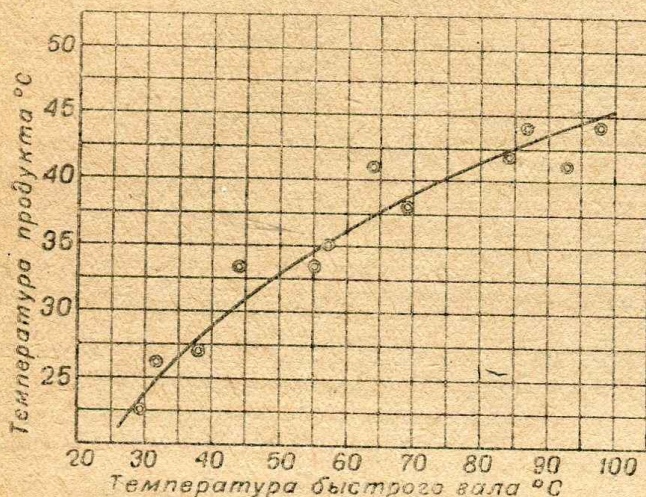


Фиг. 15. Стационарный тепловой режим работы валов (полярные координаты)

Температура продукта, выходящего из-под станка, связана с температурами валов. Соотношение температур валов и продукта изменяется в зависимости от скорости валов.

Примерный характер этой взаимной зависимости температур валов и продукта для скоростей валов 5—6 м/сек. показан на фиг. 16. Зависимость эта существует вследствие того, что и та и другая температура вызвана одной причиной, а именно расходом энергии на раздробление. Так как тепло, идущее на нагрев продукта и валов, образуется в результате превращения механической энергии в тепловую, то следует заключить, что и температуры нагрева продуктов зависят от расхода мощности станками на единицу веса перерабатываемого продукта.

Чтобы сделать этот вывод более определенным, нужно отметить, что в данном случае речь идет лишь о той части всей мощности, потребляемой станком, которая затрачивается в самом рабочем пространстве, в силовом поле его. Увеличение расхода мощности, затрачиваемой станком на привод питательного механизма, на междувальковую передачу и на трение в подшипниках не может вызвать повышения температуры продукта (за исключением того ненормального случая, когда подшипники перегрелись до того, что нагревают рабочие валы и продукт).



Фиг. 16. Зависимость между температурами быстроидущего вала и продукта при помоле на вальцевых станках

Так как к настоящему времени вальцевый станок не исследован настолько, чтобы знать действительные мощности, расходуемые в силовом поле, то будем считать в первом грубом

приближении, что температуры продукта зависят от общей мощности, расходуемой станками.

3. Ориентировочный энерготепловой баланс процессов дробления. С точки зрения расчета и проектирования вентиляционных установок нас интересует вопрос о том, какое количество энергии в виде тепла уносится воздухом и продуктом наружу из общего количества энергии, подводимой к вальцевым станкам.

Элементарные подсчеты и простейшие наблюдения позволяют на основании сделанных допущений приблизительно определить интересующие нас величины.

Приход тепла пропорционален расходу мощности на вальцевые станки и равен в калориях за час на 1 т производительности мельницы в сутки:

$$I_0 = 632 \frac{b}{100} \eta N \text{ кал/час на 1 т/сутки,}$$

где N — мощность в л. с., расходуемая на 1 т суточной производительности;

b — процент мощности, расходуемый на вальцевые станки, от общей мощности, потребляемой мельницей;

η — к. п. д. передач от двигателя к станку.

Большинство указанных ниже наблюдений было произведено нами при выработке мельницами 85%-ной односортной муки. Расход мощности при этом был равен около 2,4 л. с. на 1 т суточной производительности, включая выбойные аппараты (ныне стахановцами мукомолья расход мощности при 85%-ном помоле снижен до 1,9—2,1 л. с. на 1 т/сутки), причем вальцевые станки расходовали около 55% общей мощности.

Если принять величину потерь в передачах от двигателя к станкам равной 6% ($\eta = 0,94$), то при указанных выше условиях часовой приход тепла на 1 т суточной производительности равен для 85%-ного односортного помола

$$T_0 = 6,32 \times 55 \times 0,94 \times 2,4 = 785 \text{ кал/час.}$$

Тепловая энергия, подведенная к шкиву вальцевого станка, отводится от станка:

- 1) воздухом, аспирирующим станок (I_a);
- 2) теплопередачей через стенки станины вальцевого станка (I_m);
- 3) продуктом, выводимым из станка (I_n).

Уравнение теплового баланса отдельного станка можно представить в виде:

$$I_0 = I_a + I_m + I_n \text{ кал/час.}$$

Тепло, уносимое продуктом из станка, частично выводится из мельницы готовым фабрикатом (мукой, отрубями), частично отдается воздуху в процессе прохождения продукта по рассевам, вейкам, течкам и самотаскам. Обозначив количество тепла, потерянного продуктом в остальных машинах размольного отделения, через I_{ϕ} , а тепло, уносимое фабрикатом, через I_{κ} , мы можем написать, что

$$I_n = I_{\phi} + I_{\kappa} \text{ кал/час,}$$

или уравнение баланса для всех вальцевых станков мельницы в виде:

$$I_0 = I_a + I_m + I_{\phi} + I_{\kappa} \text{ кал/час.}$$

Определим примерную величину каждого из этих членов в том порядке, в каком они написаны в уравнении.

Наблюдения над температурами и влажностями воздуха, отсасываемого от вальцевых станков, проведенные на мельницах Главмуки в Одессе, Ростове-на-Дону и Томске преимущественно при 85%-ном односортном помоле, показали, что каждый килограмм сухого воздуха, отсасываемого от станков, удаляет из них тепла от 5 до 7 кал/кг и влаги от 4 до 7 г/кг.

Цифры эти получены простым измерением температур и влажности, как разности тепло- и влагосодержания воздуха, поступающего в вальцевые станки и движущегося в воздуховодах вальцевых вентиляционных установок. Наблюдавшийся при этом подъем температуры воздуха после прохождения его через станок колебался для летних условий около 10° (на этаже $+20^\circ$), а для зимних условий доходил до $15-18^\circ$ (на этаже $4-5^\circ$).

Среднее количество воздуха, отсасываемого от вальцевых станков, составляло не более $4-6 \text{ м}^3/\text{мин.}$ на один станок (при температуре в воздуховоде около $+30^\circ$ и относительной влажности $35-40\%$), что составляет на 1 т суточной производительности около $39 \text{ м}^3/\text{час}$ влажного воздуха, или 45 кг/час сухого воздуха.

При этих условиях количество тепла, отводимого аспирацией от вальцевых станков

$$I_a = \Delta i \times G_{cs} = 5 \times 45 \div 7 \times 45 = 225 \div 315 \text{ кал/час,}$$

или в среднем

$$I_a = \frac{225 + 315}{2} = 270 \text{ кал/час.}$$

Точное определение величины члена I_m — количества тепла, — отдаваемого станией наружу, затруднено тем обстоятельством, что температуры станины весьма сильно разнятся в зависимости от места, в котором производится замер. Так например, станина в частях, находящихся ниже нижних дверей, даже наощупь холоднее, чем верхние наклонные части станины (станок Главпродмаша). Учитывая, что величина члена I_m относительно невелика, опре-

делим его простейшим ориентировочным подсчетом, исходя из условий теплопередачи от воздуха внутри станка к воздуху помещения.

Количество тепла, проходящего через стенки станины наружу

$$I'_{cm} = kF_{cm}(t_1 - t_2) \text{ кал/час,}$$

где k — коэффициент теплопрохождения через стенки станины в $\text{кал/м}^2 \times \text{час}^\circ$;

F_{cm} — поверхность станины в м^2 ;

t_1 — температура воздуха внутри станины в $^\circ\text{C}$;

t_2 — температура воздуха в вальцевом этаже.

Как было указано выше, при температуре в этаже $t_2 = +20^\circ$ воздух, отсасываемый от станков, имел температуру около $+30^\circ$ (в трубопроводе). Примем, что воздух внутри станины имеет температуру $t_1 = +35^\circ$.

Величина коэффициента теплопрохождения (k) исчислена в соответствии с данными Нуссельта и Юргеса¹ с учетом циркуляции воздуха внутри станины и найдена равной для всей поверхности станины около $3,5 \text{ кал/м}^2 \times \text{час}$.

Поверхность станины F_{cm} метрового вальцевого станка Главпродмашинны (европейского типа) равна примерно 6 м^2 без учета наружных поверхностей подшипников, кожуха для зубчаток и других выступающих частей.

Исходя из этих величин

$$I'_{cm} = 3,5 \times 6 (35 - 20) = 315 \text{ кал/час.}$$

К этой величине нужно добавить теплопередачу поверхностями подшипников осей и кожухов зубчаток, среднюю температуру которых можно принять равной около 45° , а общую поверхность — около $1,5 \text{ м}^2$. Коэффициент теплопередачи этих поверхностей повышается вследствие интенсивной циркуляции воздуха, вызываемой движением приводного шкива и ремня, расположенных в непосредственной близости от них. Принимая эту циркуляцию эквивалентной скорости движения воздуха в 3 м/сек. , получаем по Юргесу¹ для шероховатых поверхностей α

$$\alpha \approx 16 \text{ кал/м}^2 \text{час.}^\circ$$

При этих условиях количество отдаваемого тепла равно

$$I_{cm} = 1,5 \times 16 (45 - 20) = 600 \text{ кал/час.}$$

Полное количество тепла, отдаваемого поверхностями одного станка, равно, следовательно,

$$I_{cm} = I'_{cm} + I''_{cm} = 315 + 600 = 915 \text{ кал/час.}$$

Количество тепла, отдаваемое радиацией, так ничтожно при этих температурах, что может не учитываться.

При производительности вальцевых станков на 85%-ных помолах 60 кг/сутки на 1 см длины щели² на 1 т суточной производительности приходится длина, равная $\frac{1000}{60} = 16,7 \text{ см}$, что соответствует $\left(\frac{0,167}{2}\right) 0,085$ поверхности одного метрового станка.

Таким образом теплоотдача станком окружающему воздуху, исчисленная на 1 т суточной производительности, равна

$$I_m = 0,085 I_{cm} = 0,085 \times 915 = 78 \text{ кал/час.}$$

¹ См. Hütte, т. I, стр. 562, 564 и табл. 14 (1936).

² Нагрузка эта, как и ряд других приведенных в этом балансе величин, относится к 1928—1934 гг., т. е. к достахановскому периоду работы мельниц.

Величина члена I_{ϕ} — уноса тепла фабрикатом — определяется разностью температур продукции и зерна, поступающего на 1-е дранье. Величина этой разности зависит от многих условий, как например, от режима и схемы помола, от температуры и влажности воздуха в здании мельницы, от количества воздуха, аспирируемого от машин, и колеблется в достаточно широких пределах.

Так например, на мельнице № 53 в Одессе при наружной температуре около 0° , температура кукурузной муки превышала температуру зерна на $25-30^{\circ}$, в то время как в тот же период года средневзвешенная температура продукции на мельницах № 51 и 52 в Одессе при сортовом помоле не превышала температуры зерна более чем на $8-10^{\circ}$. По наблюдениям, произведенным на одесских и томских мельницах Главмуки, эта разность при односортном помоле (85%) колеблется в пределах от 7 до 15° , причем наибольшие разности наблюдаются зимой.

Считая округленно разность эту равной 10° и принимая теплоемкость продукции при влажности ее $W = 13,5\%$, по Лоренц-Гофману, равной

$$c_n = 0,37 + \frac{W}{100} 0,63 = 0,37 + \frac{13,5}{100} 0,63 = 0,45 \text{ кал/кг}^{\circ}\text{C}, \quad (8-1)$$

получим при поступлении на 1-е дранье 96% производительности мельницы количество тепла, уносимого фабрикатом на 1 т производительности мельницы

$$I_{\phi} = 0,96 \times \frac{1000}{24} \times 0,45 \times 10 = 180 \text{ кал/час.}$$

Таким образом из 785 кал/час энергии, подведенной к шкиву, израсходовано

$$I_0 - I_m = I_a + I_m + I_{\phi} = 270 + 78 + 180 = 528 \text{ кал/час.}$$

Количество тепла, отдаваемое продуктами воздуху при прохождении ими остальных машин, может быть определено как разность:

$$I_m = I_0 - 528 = 785 - 528 = 257 \text{ кал/час.}$$

Нужно отметить, что полученный таким образом тепловой баланс процессов дробления на вальцевых станках не учитывает ряда статей расхода энергии, как например, расхода энергии на производство вибрации перекрытий, прироста поверхностной энергии размалываемого продукта и теплоты, затрачиваемой на возможные химические реакции¹ в продуктах, происходящие при их нагревании. Однако эти и подобные им другие члены баланса относительно невелики, и мы можем с практически допустимой погрешностью написать для указанных выше условий ориентировочный тепловой баланс процессов дробления в следующем виде:

| | кал/час | % |
|--|---------|------|
| I_0 — приход энергии, подводимой к шкиву вальцевого станка | 785 | 100 |
| I_a — тепло, уносимое аспирацией вальцевых станков | 270 | 34,4 |
| I_m — теплоотдача поверхностями вальцевого станка | 78 | 10,0 |
| I_{ϕ} — тепло, уносимое готовым фабрикатом | 180 | 22,9 |
| I_m — тепло, отдаваемое воздуху в остальных машинах размольного отделения (за исключением вальцевых станков) . . . | 257 | 32,7 |

На фиг. 17 этот ориентировочный баланс представлен в виде диаграммы, из которой видно, что в среднем по всей вальцевой линии мельницы свыше 50% тепла отводится продуктом, выходящим из вальцевого станка.

4. Возможности использования энергии, затраченной на дробление для отопления мельниц. Из диаграммы (фиг. 17) ясно, насколько

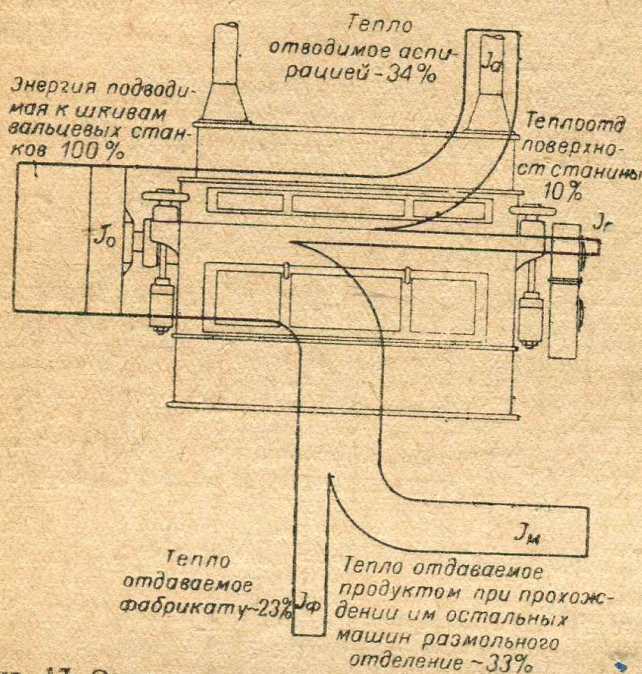
¹ См. статью Флерана в „La Meunerie Française“, № 44, 1928.

нецелесообразно и расточительно полное удаление аспирирующего воздуха из помещения мельницы, уносящего с собой около

$$I_a + I_m = 34,4 + 32,7 \cong 67\%$$

от тепловой энергии, расходуемой на вальцевые станки, или около $(0,55 \times \times 67) 35 - 40\%$ от энергии, расходуемой на привод в движение всей мельницы.

При устройстве рециркуляционной системы вентиляции, подобно показанной на фиг. 5, тепло это может быть использовано для поддержания комфортабельной температуры в помещении мельницы. Однако при проектировании подобных вентиляционных установок необходимо помнить, что



Фиг. 17. Ориентировочный энерго-тепловой баланс процессов дробления на вальцевых станках

воздух, возвращенный из вентиляционных сетей в помещение, наряду с теплом, несет с собой большое количество влаги. При вполне замкнутой системе (полной рециркуляции) влага может настолько насытить воздух помещения, что она будет конденсироваться на холодных поверхностях стен. Представление о количестве влаги, которое несет с собой воздух вентиляционных установок, дает фиг. 18, на которой количества влаги изображены в процентах от количества перерабатываемого мельницей зерна (среднее за 1926/27 г., по всем мельницам Укрхлеба). В летний период, как показывает кривая, процент влаги, отдаваемой продуктом, значительно увеличивается, что вызывается по-

вышением влагоемкости воздуха при увеличении его температуры.

Совершенно понятно, что при этих громадных количествах испаряемой влаги осуществлять полную рециркуляцию далеко не всегда возможно во избежание конденсации влаги в помещении. В связи с этим рециркуляционные установки должны допускать примешивание наружного более сухого воздуха или подогретого воздуха с таким расчетом, чтобы точка росы воздуха, нагнетаемого в помещение, была на $3-4^\circ$ ниже температуры стен здания мельницы.

Подобный расчет, однако, может быть проведен лишь для отдельных характерных периодов года (зимнего и летнего).

В действительности же температура и влажность наружного воздуха претерпевают резкие изменения даже в течение одних и тех же суток. Это обстоятельство делает крайне желательным снабжать подобные установки автоматическими регуляторами температуры и влажности воздуха, которые в зависимости от погоды изменяли бы количество рециркулирующего воздуха и степень подогрева вводимого в помещение наружного воздуха¹.

5. Влажный и тепловой балансы работы вальцевого станка. Из приведенного энерготеплового баланса процессов дробления мы видели, что количество тепла, отводимого аспирацией от всех вальцевых станков колеблется в пределах от 30 до 40% ($I_a = 225 - 315$ кал/час) энергии

¹ См., например, книгу инж. Линдгера А. А., Автоматические регуляторы температуры и влажности, 1933.

затрачиваемой на все вальцевые станки. Количество тепла, отводимого от отдельных вальцевых станков, работающих на различных системах, колеблется в еще более широких пределах, понижаясь в отдельных случаях до 20% и возрастая до 55%.

Для того чтобы выявить причины, от которых зависят колебания количества тепла и влаги, отводимых аспирацией, и от чего зависит количество воздуха, которое нужно отсасывать от вальцевого станка, составим уравнения балансов тепла и влаги для отдельного вальцевого станка. Для этого обозначим через:

N — расход мощности в л. с., затрачиваемой на шкиве станка;

i_{ne} и x_{ne} — тепло- и влагосодержание воздуха, поступающего с этажа в станок;

i_{ye} и x_{ye} — то же для воздуха, уходящего из станка;

G_{ce} — вес сухого воздуха, аспирируемого от станка;

e — количество влаги, уносимой из станка воздухом в кг/час

t_{npr} и t_{ypr} — температуры поступающего в станок и уходящего из станка продукта;

G_{ypr} — вес уходящего из станка продукта в кг/час;

c — теплоемкость уходящего продукта в кал/кг.

Общее количество тепла, вводимого в станок, составляется из преобразованной в тепло механической энергии ($632N$ кал/час), тепла, вносимого поступающими в станок воздухом ($G_{ce}i_{ne}$), и продуктом ($G_{ypr}ct_{npr} + et_{npr}$).

Тепло, уходящее из станка, составляется, как видно на фиг. 17, из тепла, уносимого аспирирующим воздухом ($G_{ce}i_{ye}$), тепла, уносимого уходящим продуктом ($G_{ypr}ct_{ypr}$), и тепла, отдаваемого станком наружу за счет теплопередачи (I_m).

Приравняв приходную часть к расходной, мы можем написать баланс тепла в виде:

$$632N + G_{ce}i_{ne} + G_{ypr}ct_{npr} + et_{npr} = G_{ce}i_{ye} + G_{ypr}ct_{ypr} + I_m.$$

Принимая величину теплоотдачи равной около 5%, т. е.

$$I_m \approx 0,05 \times 632N \approx 32N,$$

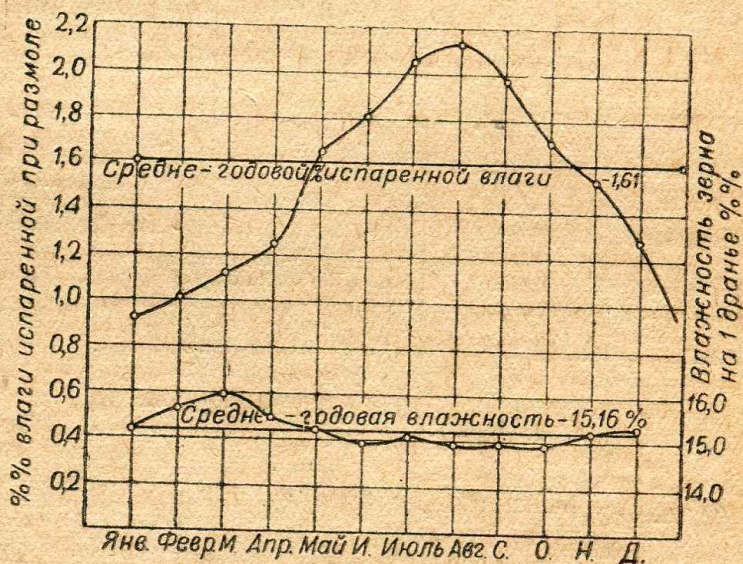
можно написать, что

$$600N = G_{ce}(i_{ye} - i_{ne}) + G_{ypr}c(t_{ypr} - t_{npr}) - et_{npr}. \quad (8-2)$$

Поскольку влага из продукта уносится исключительно воздухом, баланс влаги представляется в следующем виде:

$$e = G_{ce}(x_{ye} - x_{ne}). \quad (8-3)$$

Колебания количества отводимого тепла и влаги зависят не только от состояния поступающего в станок воздуха (x_{ne} и i_{ne}), но и в весьма большой степени от режима работы самого станка.



Фиг. 18. Количество влаги, удаляемой вентиляционными установками мельниц при переработке зерна в муку (заводы УССР 1926—27 гг.)

Под режимом работы вальцевого станка, работающего на определенном продукте при постоянной окружной скорости, мы понимаем ту или иную комбинацию нагрузки станка на единицу длины вала и степени измельчения. Мощность, расходуемая станком на единицу веса перерабатываемого им продукта $N_y = \frac{N}{G_{np}}$ л. с. на 1 кг или 1 т продукта, определяется режимом работы станка.

Количество тепла, уносимого продуктом из станка, на единицу веса этого продукта,

$$c(t_{ynp} - t_{nnp}) = c\Delta t_{np},$$

зависит, с одной стороны, от расхода мощности (N_y), ибо чем он больше, тем большее количество тепла на каждый килограмм продукта образуется в силовом поле валков, и тем, следовательно, выше средняя температура продукта в момент выхода из силового поля. С другой стороны, величина $c\Delta t_{np}$ уменьшается с увеличением количества просасываемого через станок воздуха и с ростом степени измельчения, ибо от последней зависит поверхность продукта (S_{np}), омываемого воздухом (G_{cv} и S_{np} — на единицу веса). Формулируя в общем виде, можно написать, что

$$c\Delta t_{np} = f_1(N_y, G_{cv}, S_{np}). \quad (8-4)$$

Количество влаги, уносимой воздухом из станка на каждый килограмм уходящего продукта, $\Delta W_{np} = \frac{e}{G_{np}}$, тем больше, чем выше температура продукта, выходящего из силового поля, и чем больше количество просасываемого воздуха. Но, как было отмечено выше, средняя температура продукта, уходящего из силового поля (t_{ycn}), зависит от величины N_y . Следовательно, поскольку все тепло, преобразовавшееся в силовом поле из механической энергии, распределяется между продуктом и валом, то можно написать для установившегося теплового режима работы станка

$$632\eta N_y = c(t_{ycn} - t_{nnp}) + I_{ms},$$

где η — коэффициент полезного действия станка;

I_{ms} — количество тепла, приобретаемого валом при перемолке каждого килограмма продукта и равное количеству тепла, отдаваемого валом за поворот его на $360^\circ - \alpha$ (см. фиг. 14 и 15). Отсюда видим, что

$$t_{ycn} = \frac{632\eta N_y - I_{ms}}{c} + t_{nnp}. \quad (8-5)$$

Чем выше средняя и действительная температуры на поверхности частиц, тем больше парциальное давление паров воды, содержащейся в продукте, и тем значительнее количество влаги, отдаваемой продуктом воздуху. Кроме того, количество отдаваемой влаги повышается с увеличением количества просасываемого воздуха и степени измельчения, или, что то же, поверхности размельченного продукта (S_{np}).

В связи с этим, учитывая ур-ние (8-5), можно написать в общем виде, что

$$\Delta W_{np} = f_2(N_y, G_{cv}, S_{np}), \quad (8-6)$$

при

$$e = \text{const и } t_{nnp} = \text{const}.$$

Ур-ния (8-4) и (8-6) указывают, что количества тепла, уносимого продуктом, и влаги, отдаваемой аспираторующему воздуху, зависят от расхода мощности, количества воздуха и поверхности измельченных продуктов.

При исчислении количества тепла, уносимого аспирирующим воздухом, мы писали, что

$$I_a = \Delta i G_{cs}, \text{ т. е. } I_a = G_{cs} (i_{ys} - i_{ns}).$$

Исходя из ур-ния (8—2), мы можем написать, что

$$I_a = 600 N + e t_{nnp} - G_{ynp} c (t_{ynp} - t_{nnp}). \quad (8-7)$$

Отсюда ясно, что абсолютное количество тепла, отводимого аспирацией, растет:

1) с уменьшением температуры уходящего продукта (вследствие увеличения количества воздуха, протягиваемого через станок, увеличения охлаждаемой поверхности продукта, понижения температуры воздуха, поступающего в станок, и т. д.);

2) с увеличением количества влаги, отдаваемой воздуху (вследствие либо повышения температуры продукта, выходящего из силового поля, либо увеличения G_{cs} , либо уменьшения относительной влажности поступающего воздуха, либо увеличения S_{np});

3) с увеличением температуры поступающего продукта;

4) с уменьшением нагрузки станка при постоянной затрачиваемой мощности, или, что то же, с увеличением расхода мощности на единицу веса нагрузки станка.

Нужно отметить, что тепло, отдаваемое продуктами в процессе помола, отводится от продукта преимущественно за счет испарения влаги. В табл. 7, в графах 3, 4, 6, 7 и 8 приведены данные о состоянии воздуха, температурах продукта и потере влаги, полученные Эдгар Миллером на двух американских мельницах¹. Эти цифры дают возможность вычислить количество тепла, отводимого за счет испарения и за счет теплопередачи.

Таблица 7

| Предприятие | № наблюдений по пор. | Состояние воздуха в помещении мельницы | | | Температура продукта | | Потеря влаги продуктом при размоле в % | Количество тепла, теряемое продуктом в % | | Количество тепла, теряемого 1 кг в кал. |
|-------------|----------------------|--|-----------------------------|------------------------|-----------------------|-------------------|--|--|------------------------|---|
| | | Температура в °C | Относительная влажность в % | Влажный дефицит в г/м³ | Крупа до размола в °C | Мука из круп в °C | | за счет испарения | за счет тепла передачи | |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 |
| № 1 | 1 | 32,2 | 37 | 21,5 | 34,4 | 26,7 | 0,37 | 61 | 39 | 3,54 |
| № 1 | 2 | 21,1 | 37 | 11,4 | 24,4 | 17,8 | 0,28 | 54 | 36 | 3,04 |
| № 1 | 3 | 26,7 | 17 | 21,6 | 24,4 | 15,6 | 0,46 | 67 | 33 | 4,05 |
| № 2 | 4 | 30,0 | 60 | 12,0 | 32,2 | 25,6 | 0,20 | 38 | 62 | 3,04 |
| № 3 | 5 | 40,0 | 28 | 36,7 | 42,2 | 33,3 | 0,50 | 71 | 29 | 4,09 |

Так например, наблюдение № 1 показало, что продукт (крупа 1, 2 и 3-го дранья) после размола на станках (1-й ауфлиз, 1 и 2-я размольные системы) дал муку с температурой $+26,7^\circ$, понизив свою температуру за время прохождения по течкам и рассевам на $(34,4-26,7) 7,7^\circ$. Это понижение температуры при теплоемкости продукта около $0,46 \text{ кал/кг } ^\circ\text{C}$ соответствует общей потере тепла, равной $0,46 \times 7,7 = 3,54 \text{ кал/кг}$. Часть этого количества тепла

¹ „American Miller“, август 1935.

потеряна за счет теплопередачи от продукта к воздуху, а часть — за счет испарения.

Определим количество тепла, отданного продуктом за счет испарения 0,37% влаги.

Теплота испарения при средней температуре около $+30^\circ$ равна 580 кал/час, следовательно, количество тепла, расходуемого на испарение 0,0037 кг влаги, равно $(0,0037 \times 580) 2,14$ кал/кг продукта, или в процентах $\left(\frac{2,14}{3,54} 100 = 60,6\%\right)$. Остальное количество (около 39%) теряется за счет теплопередачи. Подобным образом исчислены все величины, приведенные в графах 9 и 10.

Из табл. 7 видно, что в большинстве случаев количество тепла, отводимого испарением, превышает количество тепла, отдаваемого теплопередачей.

Соотношение между количествами тепла, отдаваемого тем и другим способом, зависит, как видно из таблицы, от состояния аспирирующего воздуха. Чем выше влажный дефицит, тем больше абсолютное количество тепла, теряемого продуктом, и относительное количество его, теряемое за счет испарения влаги.

Относительное количество, или процент тепла, отводимого аспирацией от станка, зависит от количества воздуха и степени измельченности продукта. Действительно, обозначив относительное количество $\frac{I_a}{N}$ через A (кал/л. с. \times час), мы можем ур-ние (8—7), разделив его обе части на N , представить в виде:

$$A = 600 + \frac{e}{N} t_{nnp} - \frac{G_{ynp}}{N} c (t_{ynp} - t_{nnp}).$$

Принимая же во внимание, что

$$\frac{G_{ynp}}{N} = \frac{1}{N_y}; \quad \frac{e}{N} = \frac{1}{N_y} \frac{e}{G_{yn}} = \frac{1}{N_y} \Delta W_{np}; \quad c (t_{ynp} - t_{nnp}) = c \Delta t_{np},$$

имеем

$$A = 600 + \frac{\Delta W_{np}}{N_y} t_{nnp} - \frac{\Delta t_{np}}{N_y} c = 600 + \frac{\Delta W_{np} t_{nnp} - \Delta t_{np} c}{N_y},$$

или в процентах

$$A = 95 - \frac{\Delta t_{np} c - \Delta W_{np} t_{nnp}}{6,32 N_y}. \quad (8-8)$$

Первый и второй члены числителя дроби в правой части этого уравнения являются, как было выяснено раньше, функциями N_y , $G_{св}$ и S_{np} ур-ния (8—4) и (8—6), и, поскольку N_y находится также в знаменателе дроби, зависимость A от N_y сокращается (в случае линейной зависимости).

Вид функций, данных ур-ниями (8—4) и (8—6), в настоящий момент неизвестен и нуждается в определении экспериментально-теоретическим путем. Определение вида этих функций для характерных продуктов и условий тепло- и влагоотдачи дает возможность определять вычислением количества тепла и влаги, которые необходимо отводить с воздухом из станка, а вместе с тем и количества воздуха, которые нужно аспирировать от каждой отдельной системы. В данный момент ур-ния (8—7) и (8—8) приведены нами лишь для уяснения сущности вопросов о количествах тепла, отводимого аспирацией, и пользования им при испытаниях вальцевых станков.

При испытаниях вальцевых станков о количестве влаги, уносимой из станка воздухом (e), можно судить по разности процентов влажности продукта при поступлении в станок и после выхода из станка. Но было бы неправильным величину e исчислять простым умножением этой разности на количество продукта, поступающего в станок. Действительно, если обозначить через:

$G_{спр}$ — вес сухого продукта, поступающего в станок;

W_n — влажность поступающего продукта в %;

W_y — влажность уходящего продукта;

то

Y_n — количество влаги в G_{nnp} кг поступающего продукта;
 Y_y — количество влаги в G_{ynp} кг уходящего продукта,

$$e = Y_n - Y_y \text{ кг.}$$

Влажность продукта, поступающего в станок:

$$W_n = \frac{Y_n}{G_{nnp}} 100.$$

Влажность продукта, уходящего из станка

$$W_y = \frac{Y_y}{G_{ynp}} 100 = \frac{Y_n - e}{G_{nnp} - e} 100.$$

Выразим e через W_n , W_y и G_{nnp} :

$$W_n - W_y = 100 \frac{Y_n}{G_{nnp}} - 100 \frac{Y_n - e}{G_{nnp} - e}.$$

Заменяв Y_n через $\frac{W_n G_{nnp}}{100}$ и решив полученное уравнение относительно искомой величины, получаем

$$e = G_{nnp} \frac{W_n - W_y}{100 - W_y} \quad (8-9)$$

или, если нагрузка станка определяется по количеству уходящего продукта (съемкой из-под станка),

$$e = G_{ynp} \frac{W_n - W_y}{100 - W_n}. \quad (8-10)$$

В примере 13 было показано, что количество влаги, уносимой из станка воздухом, может быть определено из разности влагосодержаний поступающего и уходящего воздуха и количества воздуха. Определение величины по ур-нию (8—9) или (8—10) при испытании станка может служить для контроля достоверности получаемых цифр.

• Пример 19. При испытаниях вальцевого станка на различных продуктах получены следующие данные:

| Система | Нагрузка станка в кг/час | Загравиваемая мощность в л. с. | Температура продукта в °С | | Влажность продукта в % | |
|----------------------|--------------------------|--------------------------------|---------------------------|--------------|------------------------|--------------|
| | | | до станка | после станка | до станка | после станка |
| 1-е дранье | 2200 | 23,0 | 30 | 38 | 15,43 | 15,17 |
| 2-е " | 2010 | 19,6 | 30 | 35 | 15,05 | 14,77 |
| 3-е " | 925 | 17,1 | 29 | 42 | 14,63 | 14,28 |

Нагрузка станка определялась съемкой продукта из-под станка. Определить, какое количество энергии в тепле отводится аспирацией из станка на каждой из систем (в %).

• Решение. Воспользуемся ур-нием (8—8) и определим предварительно основные величины, входящие в это уравнение. Из ур-ния (8—10), учитывая, что $\Delta W_{np} = \frac{e}{G_{np}}$, имеем для 1-го дранья:

$$\Delta W_{np} = \frac{W_n - W_y}{100 - W_n} = \frac{15,43 - 15,17}{100 - 15,43} = 0,00307;$$

$$c = 0,37 + \frac{15,17}{100} 0,63 = 0,466; N_y = \frac{23,0}{2200} = 0,01045 \text{ л. с./кг/час};$$

$$c\Delta t_{np} = 0,466 (38 - 30) = 3,73 \text{ кал/кг}; A = 95 - \frac{3,73 - 0,00307 \times 30}{6,32 \times 0,01045} = 40\%.$$

Точно так же определяем A для остальных систем.
(Результат: 1-е дранье — 40%; 2-е дранье — 59%; 3-е дранье — 45%.)

Количество воздуха, которое нужно просасывать через вальцевый станок, должно быть достаточным для поглощения всего количества влаги (e), выделяющейся за время пребывания измельченного продукта в станке и в течке, выводящей продукт, т. е. из ур-ния (8—3)

$$G_{cs} = \frac{e}{x_{ys} - x_{ns}}. \quad (8-11)$$

Тепло, необходимое для испарения e кг/час влаги, доставляется превращением механической энергии, затрачиваемой на дробление, и расходуется на подогрев продукта, воздуха и собственно испарение. Количество тепла, затраченного на подогрев воздуха и испарение влаги, равно

$$I_a = G_{cs} (i_{ys} - i_{ns}). \quad (8-12)$$

Таким образом количество аспирирующего воздуха должно удовлетворять также и второму условию:

$$G_{cs} = \frac{I_a}{i_{ys} - i_{ns}}. \quad (8-13)$$

Количество воздуха, необходимое для удаления e кг/час влаги, можно определить из ур-ния (8—11) в том случае, если x_{ys} будет известным.

Влагосодержание уходящего воздуха x_{ys} должно удовлетворять двум условиям:

1) величина x_{ys} при той или иной температуре уходящего воздуха должна быть, во избежание конденсации паров, меньше влагосодержания насыщенного воздуха ($\phi_{ys} < 100\%$); условия, определяющие величину допустимой степени насыщения уходящего воздуха, указаны в п. 6 данного параграфа;

2) величина x_{ys} при заданной степени насыщения (ϕ_{ys}) должна соответствовать величине теплосодержания, определяемой ур-нием (8—13).

Исходя из этого, величину x_{ys} необходимо найти из совместного решения ур-ний (8—11) и (8—13), приравняв которые друг к другу, мы можем написать, что

$$\frac{I_a}{e} = \frac{i_{ys} - i_{ns}}{x_{ys} - x_{ns}}. \quad (8-14)$$

При заданной величине $\frac{I_a}{e} = q$, представляющей собой расход тепла на испарение 1 кг влаги из размельченного продукта, из ур-ния (8—14) можно определить величину x_{ys} , а по ней из ур-ния (8—11) найти необходимое для аспирации количество воздуха.

Хотя ур-ние (8—14) содержит два неизвестных (x_{ys} и i_{ys}), величину x_{ys} можно найти, ибо величины эти при заданной ϕ_{ys} определяются одна через другую, а именно:

$$i_{ys} = 0,24 t_{ys} + (595 + 0,46 t_y) x_{ys}. \quad (7-4)$$

Подставив это значение i_{ys} в ур-ние (8—14),

$$q (x_{ys} - x_{ns}) = x_{ys} (595 + 0,46 t_y) + 0,24 t_{ys} - i_{ns}$$

и решив его относительно искомой величины x_{ys} , получаем

$$x_{ys} = \frac{i_{ns} - qx_{ns} - 0,24 t_{ys}}{595 - q + 0,46 t_{ys}} = \frac{A + 0,24 t_{ys}}{B - 0,46 t_{ys}}, \quad (8-15)$$

где

$$A = qx_{ns} - i_{ns}, \text{ а } B = q - 595.$$

В ур-нии (8—15) мы имеем две неизвестных величины (x_{ys} и t_{ys}), связанных между собою заданной относительной влажностью уходящего воздуха (ϕ_{ys}). При определенной величине ϕ_{ys} значение x_{ys} определяет собой величину t_{ys} и наоборот, как это видно из $i-x$ диаграммы. В связи с этим, несмотря на два неизвестных в уравнении (8—15), величину x_{ys} можно определить, подставив по $i-x$ диаграмме такое значение t_{ys} , которое превращает это уравнение в тождество.

• Пример 20. Сколько куб. метров воздуха в минуту нужно аспирировать из вальцевого станка, для того чтобы удалить 2770 кал/час тепла и 2,52 кг/час влаги, если температура воздуха, поступающего в станок, равна $+18^\circ$, относительная влажность 80%, а относительная влажность воздуха, уходящего из станка, не должна превышать во избежание конденсации влаги 60%.

• Решение.

$$x_{ns} = 10,2 \text{ г/кг, или } 0,0102 \text{ кг/кг; } i_{ns} = 10,5 \text{ кал/кг,}$$

$$q = \frac{I_a}{e} = \frac{2770}{2,52} = 1100 \text{ кал/кг,}$$

$$A = qx_{ns} - i_{ns} = 1100 \times 0,0102 - 10,5 = 11,2 - 10,5 = 0,7;$$

$$B = q - 595 = 1100 - 595 = 505;$$

$$x_{ys} = \frac{A + 0,24 t_{ys}}{B - 0,46 t_{ys}} = \frac{0,7 + 0,24 t_{ys}}{505 - 0,46 t_{ys}}.$$

Делаем первую попытку, принимая $t_{ys} = 28^\circ$. При этой температуре

$$x_{ys} = \frac{0,7 + 0,24 \times 28}{505 - 0,46 \times 28} = \frac{7,42}{492,1} = 0,0151 \text{ кг/кг, или } 15,1 \text{ г/кг.}$$

Проверяем по $i-x$ диаграмме, какой ϕ при 28° соответствует влагосодержание 15,1; оказывается $\phi = 64\%$. Следовательно, для получения 60% согласно условию температуру нужно увеличить.

Делаем вторую попытку, принимая $t_{ys} = 32^\circ$:

$$x_{ys} = \frac{0,7 + 0,24 \times 32}{505 - 0,46 \times 32} = \frac{8,38}{490,3} = 0,0170 \text{ кг/кг, или } 17,0 \text{ г/кг,}$$

что при $t_{ys} = 32^\circ$ соответствует $\phi_{ys} = 56\%$. Понижаем t_{ys} до 31° . При этом

$$x_{ys} = \frac{0,7 + 0,24 \times 31}{505 - 0,46 \times 31} = \frac{8,14}{490,75} = 0,0166, \text{ или } 16,6 \text{ г/кг,}$$

что при 31° соответствует 59%. Это приближение можно считать достаточным:

$$G_{cs} = \frac{e}{x_{ys} - x_{ns}} = \frac{2520}{16,6 - 10,2} = 394 \text{ кг/час, или } 6,56 \text{ кг/мин.}$$

Содержание сухого воздуха в 1 м³ влажного при $t = 31^\circ$ и $\phi = 60\%$

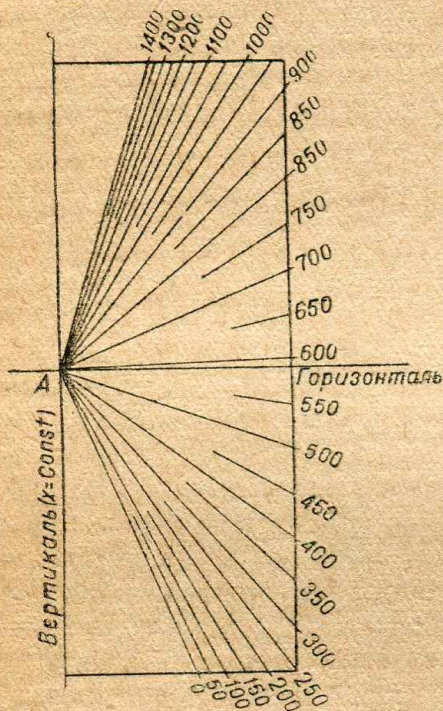
$$\gamma'_e = \frac{b - \varphi p_{\text{нп}}}{29,27 T} = \frac{10\,333 - 20 \times 13,6}{29,27 \times 304} = 1,13 \text{ кг/м}^3.$$

Отсюда объем воздуха, который необходимо отсасывать от станка,

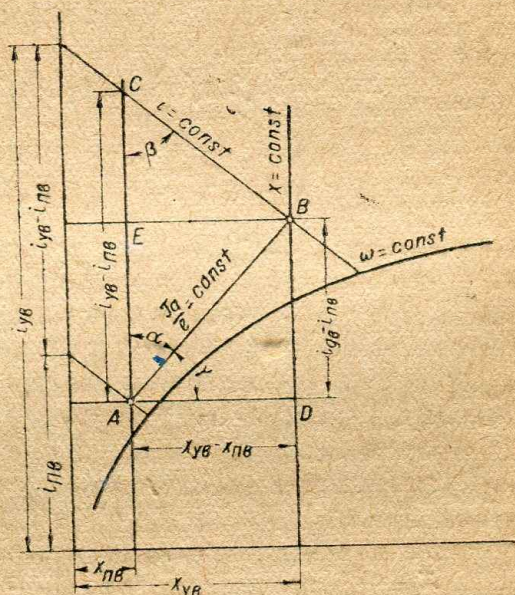
$$Q_{\text{маш}} = \frac{G_{\text{св}}}{\gamma'_e} = \frac{6,56}{1,13} = 5,8 \text{ м}^3/\text{мин.}$$

Как видно из решения примера 21, аналитический способ определения величины $x_{\text{ув}}$ весьма неудобен, требует большой затраты времени на производство отдельных попыток. Весьма прост графический метод, дающий сразу по величине искомое значение $x_{\text{ув}}$.

На фиг. 19 представлены линии $\frac{I_a}{e} = \text{const}$, изображающиеся в системе диаграммы $i-x$ прямыми. Для определения величины $x_{\text{ув}}$ по заданным $t_{\text{пв}}$, $\omega_{\text{пв}}$



Фиг. 19. Линия постоянного расхода тепла на испарение 1 кг влаги



Фиг. 20. Схема расположения линии $\frac{I_a}{e}$ в диаграмме $i-x$ Молье

и $\omega_{\text{ув}}$ нужно провести из точки, определяемой $t_{\text{пв}}$ и $\omega_{\text{пв}}$, прямую, соответствующую величине вычисленного $\frac{I_a}{e}$. Точка пересечения этой прямой с линией $\omega_{\text{ув}}$ определяет собой искомую величину $x_{\text{ув}}$ и $t_{\text{ув}}$.

Так например, решение примера 21 графическим способом представляется в следующем виде. Вычисляем величину q :

$$q = \frac{I_a}{e} = \frac{2770}{2,52} = 1100 \text{ кал/кг.}$$

Из точки $18^\circ - 80\%$ проводим прямую, наклон которой равен наклону прямой 1100, данной на фиг. 19. Прямая эта пересекает линию $\omega_{\text{ув}} = 60\%$ при температуре, равной примерно $t_{\text{ув}} = 30,8^\circ$, что определяет влагосодержание $x_{\text{ув}} \approx 16,5 \text{ г/кг}$, т. е. примерно ту же величину, которая была найдена аналитически в результате ряда попыток. Степень точности зависит исключительно от масштаба $i-x$ диаграммы.

Основание этого простого графического метода заключается в том, что величина $\frac{I_a}{e}$ находится в зависимости лишь от угла наклона линии AB , как это видно на фиг. 20:

$$\frac{I_a}{e} = q = \frac{i_{ys} - i_{ns}}{x_{ys} - x_{ns}} = \frac{AC}{AD} m,$$

где m — отношение масштабов теплосодержания и влагосодержания диаграммы $i-x$.

Но так как $AD = BE$, а $AC = AE + EC$, то

$$\frac{I_a}{me} = \frac{AE}{BE} + \frac{EC}{BE} = \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha} + \frac{1}{\operatorname{tg} \beta} = \operatorname{ctg} \alpha + \operatorname{ctg} \beta.$$

Учитывая, что $\beta = \text{const}$, ибо наклон всех линий постоянного теплосодержания одинаков, обозначим $\operatorname{ctg} \beta$ через n ; заменив $\operatorname{ctg} \alpha$ через $\operatorname{tg} \gamma$, имеем, что

$$\frac{I_a}{e} = (\operatorname{tg} \gamma + n) m, \quad (8-16)$$

т. е., что величина $\frac{I_a}{e}$ зависит при данном масштабе диаграммы (m) и наклоне линий теплосодержания (n) исключительно от γ и изображается прямой.

Для проведения на диаграмме $i-x$ линий $\frac{I_a}{e} = \text{const}$ удобно пользоваться прозрачным транспарантом, построенным на основании ур-ния (8-16), что избавляет от необходимости строить прямые $\frac{I_a}{e}$ и испещрять ими диаграмму.

Ур-ние (8-14) дает возможность определять количество тепла, уносимого аспирирующим воздухом из машины, без замеров количества воздуха. Ур-ние (8-14) может служить контрольным при испытании вальцевых станков для проверки правильности измерения величин, входящих в ур-ния (8-7) и (8-12). Пользоваться ур-нием (8-14) для определения количества воздуха, которое необходимо аспирировать от машин, в частности от вальцевого станка, при настоящем состоянии изучения вопросов испарения влаги продуктами помола невозможно. Причина заключается в том, что величина I_a непостоянна, изменяется от ряда факторов, указанных уже ранее, учесть которые, как например, e , t_{ynp} , S_{np} , чисто аналитическим путем, без проведения специальных экспериментальных работ, не представляется возможным. Это видно хотя бы уж из того, что выражение I_a по ур-нию (8-7) не содержит математически явной зависимости от G_{cs} . Но так как величина I_a в действительности весьма сильно зависит от искомого G_{cs} , то употреблять I_a , а вместе с ним и e , как величины постоянные, даже для какой-либо определенной системы помола невозможно, ибо $\frac{I_a}{e}$ применяется только в зависимости от определяемой величины. Ориентировочные величины количеств воздуха, подлежащих отсосу от вальцевых станков и других машин, даны в нашей книге „Проектирование вентиляционных установок“.

Из изложенного ясно, что количество воздуха, которое необходимо отсасывать от вальцевых станков и других упомянутых в § 6 машин (см. фиг. 7), зависит от весьма многих факторов: от температуры и влажности наружного воздуха, от загрузки машины продуктом, от степени измельченности самого продукта, от затраты мощности (для вальцевых станков) и от влажности продукта. Все эти факторы в процессе эксплуатации предприятия подвержены большим колебаниям. В связи с этим и количество отсасываемого воздуха также должно в известных пределах изменяться. Вентиляционные сети вальцевых станков и рассевов часто не имеют приспособлений для регулирования количества воздуха, отсасываемого от отдельных машин. В результате этого на

одних машинах отсасывается в тот или иной период излишне большое количество воздуха, в то время как в других машинах происходит конденсация влаги. Учитывая колебания отдельных факторов, определяющих необходимый расход воздуха, целесообразно, на наш взгляд, проектировать вентилятор на отсос от валцов и рассевов среднего необходимого для всех машин количества воздуха, а отдельные трубки — на максимально возможный отсос, снабжая их задвижками-диафрагмами для регулирования количества воздуха в зависимости от режима работы машины и внешних условий.

6. Условия предотвращения конденсации влаги в воздуховодах. Во время работы вентиляционной сети, как мы уже указывали, происходит конденсация влаги на стенках воздуховодов, причем образуется корка теста. Это ведет к уменьшению сечения труб, к понижению количества воздуха, отсасываемого от машины, и в итоге к конденсации влаги в самих машинах.

Несмотря на то что воздух, отсасываемый от машин, может иметь относительную влажность меньшую 100%, все же в трубах возможна конденсация влаги. Это обусловлено тем, что температура отсасываемого от машин воздуха всегда выше температуры воздуха на этажах мельницы. Охлаждение воздуха в трубах при постоянном влагосодержании может привести к конденсации влаги не только на стенках труб, но и вблизи их на пылинках, содержащихся в воздухе. Смоченные влагой пылинки прилипают к стенкам труб, повышают сопротивление их, образуют тестовую корку, задерживающую новые слои пыли, уменьшают сечение труб и количество отсасываемого от машин воздуха.

Особенно часто это наблюдается в тонких трубах диаметром от 70 до 150 мм. Кроме того, конденсация влаги особенно легко протекает в воздуховодах с малой скоростью движения воздуха. Совершенно понятно, что чем ниже температура воздуха в помещении мельниц, тем легче „зарастают“ трубы, тем чаще их необходимо чистить и тем хуже работают вентиляционные установки.

Отсюда ясно, что осуществление зимой частичной рециркуляции воздуха, ведущее к повышению температуры воздуха в помещении, зачастую может повысить эффект аспирации.

Но при одной и той же температуре на этаже в первую очередь забиваются воздуховоды малого диаметра, отходящие непосредственно от машин, и трубы с небольшой скоростью движения воздуха. Рассмотрим причины этого явления и условия, предупреждающие возможность конденсации влаги.

Определим для примера, чему равно понижение теплосодержания воздуха, отсасываемого от машины и имеющего температуру $+30^\circ$, относительную влажность 75%, при протекании его в трубе диаметром 100 мм со скоростью 5 м/сек., если длина трубы равна 10 м, а температура воздуха в помещении мельницы равна $+20^\circ$.

Количество тепла, которое будет передано через поверхность трубы (S) наружному воздуху, при указанных выше условиях приближенно равно

$$I_{тр} = kS(30 - 20) \text{ кал/час,}$$

причем

$$S = \pi DL = 3,14 \times 0,1 \times 10 = 3,14 \text{ м}^2.$$

Величину коэффициента теплопередачи через тонкую металлическую стенку трубы k возьмем по приближенному графику, данному на фиг. 21. Для скорости $v = 5,0$ м/сек. величина

$$k = 6,6 \text{ кал/м}^2 \times \text{час} \times ^\circ\text{C}.$$

Отсюда

$$I_{тр} = 6,6 \times 3,14 \times 10 = 207,5 \text{ кал/час.}$$

Это количество тепла будет отдано часовым количеством воздуха, протекающего через трубу $D = 0,1$ м со скоростью $v = 5,0$ м/сек.

Часовой объем воздуха при этих условиях

$$Q_{\text{час}} = 3600 \frac{\pi D^2}{4} v = 900 \times 3,14 \times 0,1^2 \times 5,0 = 141 \text{ м}^3/\text{час}.$$

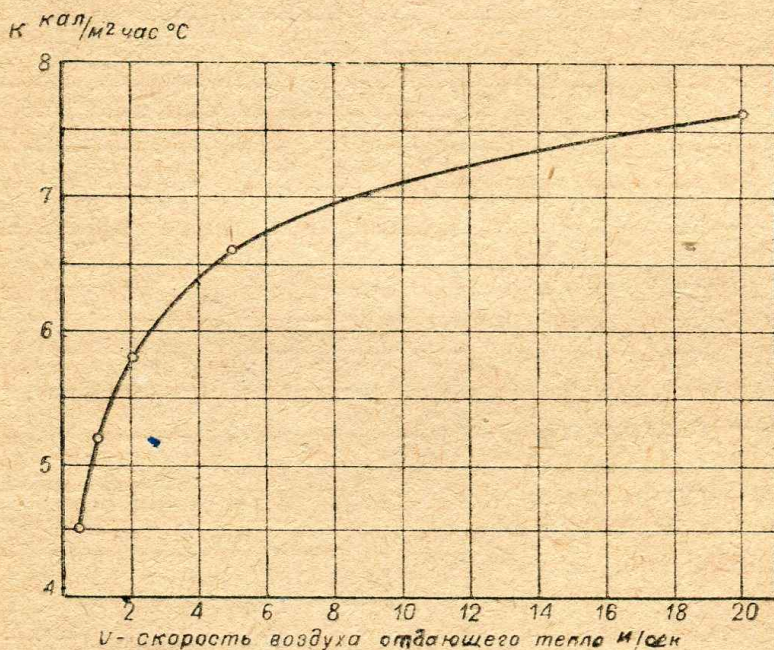
Этот объем воздуха отсасывается от машины при $t = +30^\circ$ и $\phi = 75\%$. Содержание сухого воздуха в каждом кубометре такого влажного воздуха равно (ур-ние 7—2)

$$\gamma_{\text{св}} = \frac{p_{\text{вв}} - \phi p_{\text{нп}}}{29,27 T} = \frac{10\,333 - 0,75 \times 13,6 \times 31,5}{29,3 \times 303} = 1,12 \text{ кг/м}^3.$$

Таким образом часовое количество сухого воздуха, отдающее 207,5 кал, равно

$$G_{\text{св}} = \gamma_{\text{св}} Q_{\text{час}} = 1,12 \times 141 = 158 \text{ кг/час},$$

или потеря теплосодержания на каждый килограмм протекающего воздуха



Фиг. 21. Коэффициент теплопередачи через тонкую металлическую стенку

$$\Delta i = \frac{I_{\text{тр}}}{G_{\text{св}}} = \frac{207,5}{158} = 1,31 \text{ кал/кг}.$$

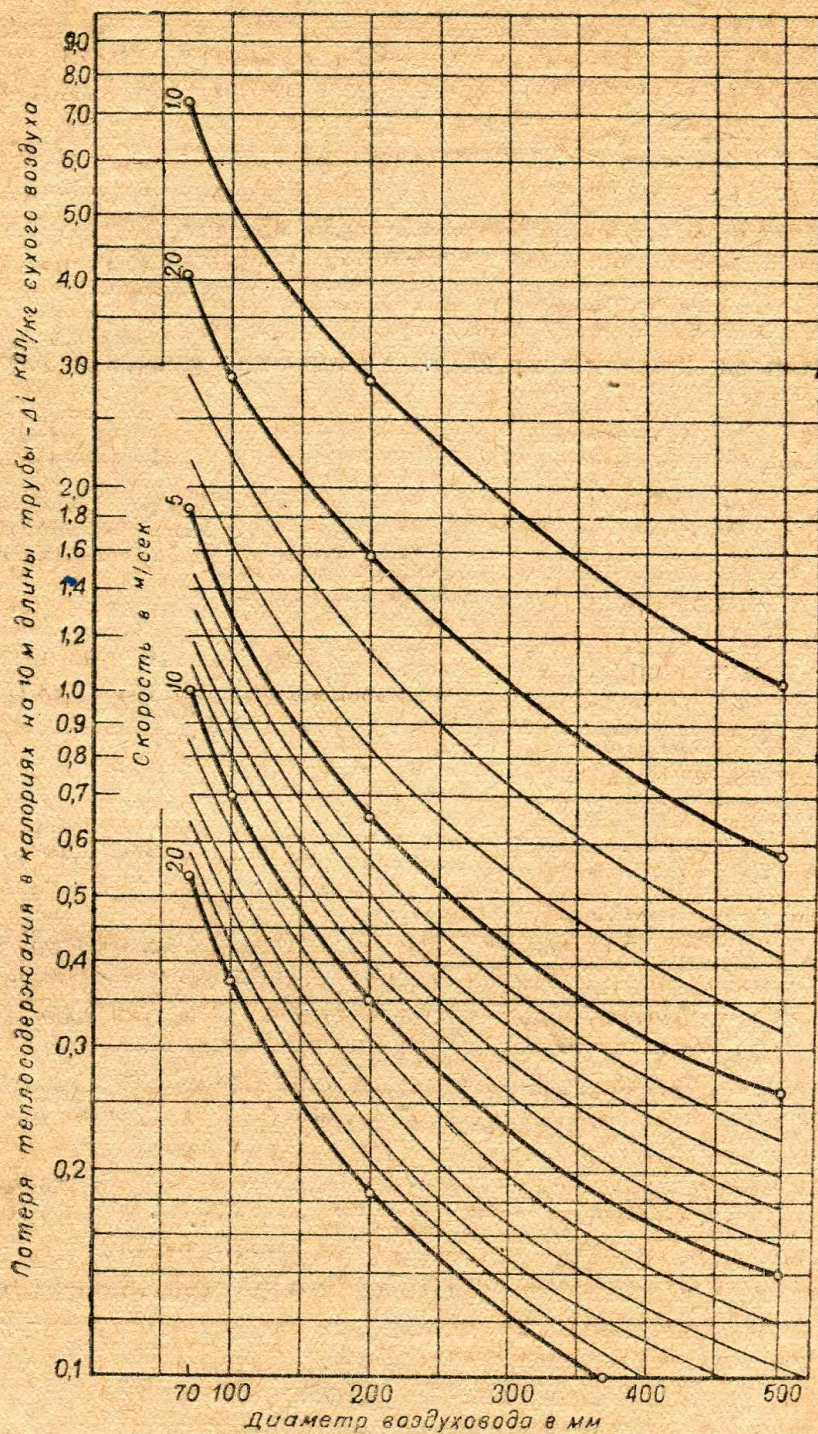
Это понижение теплосодержания влажного воздуха происходит при постоянном влагосодержании ($x = \text{const}$), т. е. процесс этот в диаграмме $i-x$ характеризуется вертикальной прямой.

Проверим, не произойдет ли при этих условиях конденсации влаги в трубе. Для этого достаточно на диаграмме $i-x$ от точки, характеризующей состояние воздуха в начале трубы, т. е. от точки $30^\circ - 75\%$, спуститься по вертикали ($x = \text{const}$) вниз на 1,31 кал/кг. Прodelавши это, мы видим, что температура воздуха в конце трубы понизится до $\sim 25^\circ$, а относительная влажность достигнет 100% и даже несколько превысит полное насыщение, т. е. влага начнет в конце трубы конденсироваться и вызывать при пыльном воздухе зарастание трубы.

Приведенный элементарный расчет понижения теплосодержания воздуха, движущегося в трубе, не вполне точный, ибо величины k взяты нами лишь в зависимости от v (опущена зависимость от D), а температура воздуха при исчислении $I_{\text{тр}}$ принята на всем протяжении равной $+30^\circ$. Более точный

расчет может быть проведен по Нуссельту и Греберу¹, причем общий определения интересующей нас величины Δi остается тем же.

Общее приближенное выражение величины потери теплосодержания воздуха при протекании его в трубе, исчисленное на длину трубы в 10 м, е



Фиг. 22. Потери теплосодержания воздухом при перемещении его в тонкостенной железной трубе (разность температур -10°)

через t_s обозначить среднюю температуру воздуха внутри трубы, а через t_n наружную температуру воздуха, можно получить из выражения:

$$\Delta i = \frac{I_{m2}}{G_s} = \frac{\pi D \times 10 \times k (t_s - t_n)}{3600 \frac{\pi D^2}{4} v \gamma_{св}}$$

¹ См. например, Hütte, т. I, изд. 1933 г., стр. 614—637.

Произведем сокращения и обозначив $t_a - t_n$ через Δt , получим

$$\Delta i = \frac{0,011}{\gamma_{св}} \frac{\Delta t k}{v D} \text{ кал/кг}$$

а 10 м длины трубы.

Из этого выражения ясно, что чем меньше диаметр трубы, тем больше величина потери влагосодержания. Точно такое же влияние оказывает и скорость воздуха.

На фиг. 22 представлены в полулогарифмических координатах величины Δi в зависимости от диаметра трубы и скорости движения воздуха, исчисленные для $\Delta t = 10^\circ$ и длины трубы $L = 10$ м. При других Δt и α величины Δi изменяются прямо пропорционально изменению перепада температур и длины трубы.

Кривые фиг. 22 показывают, как быстро возрастает потеря теплосодержания с уменьшением диаметра трубы и скорости движения воздуха. Из этого совершенно понятно, что при проектировании вентиляционной сети, особенно в размольном отделении, нужно всячески избегать тонких и длинных воздухопроводов, в которых устранить конденсацию, как видно из изложенного, весьма трудно. Предельными следует считать диаметры около 100 мм.

Для предотвращения возможности конденсации влаги в трубах необходимо, следовательно, чтобы воздух, отсасываемый от машины, имел не большую относительную влажность, обеспечивающую понижение теплосодержания воздуха за время его протекания в сети без достижения воздухом 100%-ного насыщения. Величину допустимой относительной влажности воздуха, отсасываемого от машин, определим на конкретном примере.

Определим величину допустимой относительной влажности воздуха, выходящего из машины, для вентиляционной сети, изображенной на фиг. 23. Найдем величину снижения температуры для крайней трубы ab .

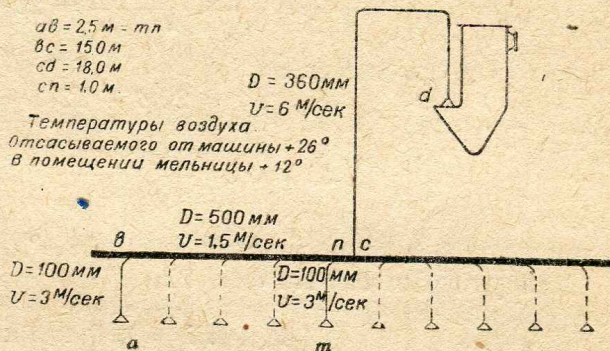
Потеря теплосодержания для трубы диаметром 100 мм при скорости движения воздуха 3,0 м/сек, по фиг. 22 равна $\Delta i = 2,2$ кал/кг. Эта величина Δi соответствует разности температур $\Delta t = 10^\circ$ и длине трубы $L = 10$ м. Для любых других величин Δt и L величина потери теплосодержания будет

$$\Delta i' = \Delta i \frac{L}{10} \frac{\Delta t}{10} = \Delta i \frac{\Delta t L}{100} \text{ кал/кг.} \quad (8-17)$$

в трубе участка ab . $L = 2,5$ м и в первом приближении $\Delta t = 26 - 12 = 14^\circ$, откуда

$$\Delta i' = 2,2 \frac{2,5 \times 14,0}{100} = 0,77 \text{ кал/кг.}$$

Опустившись на диаграмме $i - x$ по вертикали вниз ($x = \text{const}$) на величину 0,77 кал/кг от линии 26° , мы видим, что в первом приближении температура в конце участка будет равна примерно 23° . Отсюда средняя температура в трубе ab равна примерно $\frac{26 + 23}{2} = 24,5^\circ$ и во втором приближении $\Delta t = 24,5 - 12,0 = 12,5^\circ$. Считаем, что точность второго приближения достаточна для наших целей и для участка ab находим окончательно



Фиг. 23. Схема вентиляционной сети к примеру определения условий, исключающих возможность конденсации влаги в воздухопроводах

$$\Delta i = 2,2 \frac{2,5 \times 12,5}{100} = 0,69 \text{ кал/кг}$$

и температуру в конце участка *ab* (по диаграмме *i — x*) равной около 22,1°
Для участка *bc*. По фиг. 22

$$\Delta i = 0,80 \text{ кал/кг, } L = 15,0 \text{ м}$$

и в первом приближении

$$\Delta t = 23,1 - 12,0 = 11,1^\circ;$$

откуда

$$\Delta i' = 0,80 \frac{15,0 + 11,1}{100} = 1,33 \text{ кал/кг}$$

и температура в конце участка в первом приближении (по *i — x*) равна 17,8°
Следовательно, средняя температура на протяжении участка *bc* равна примерно

$$\frac{23,1 + 17,8}{2} = 20,4^\circ$$

и во втором приближении

$$\Delta t = 20,4 - 12,0 = 8,4^\circ,$$

откуда

$$\Delta i = 0,80 \frac{15,0 \times 8,4}{100} = 1,01 \text{ кал/кг}$$

и температура в конце участка равна 19,1°.

Для участка *cd*. По фиг. 22

$$\Delta i = 0,30 \text{ кал/кг;}$$

L = 18,0 м и в первом приближении

$$\Delta t = 19,1 - 12,0 = 7,1^\circ;$$

$$\Delta i' = 0,30 \frac{18,0 \times 7,1}{100} = 0,38 \text{ кал/кг.}$$

Температура в конце участка в первом приближении равна 17,5°, откуда средняя температура равна примерно $\frac{19,1 + 17,5}{2} = 18,3^\circ$ и во втором при

ближении $\Delta t = 18,3 - 12,0 = 6,3^\circ$; отсюда $\Delta i = 0,30 \frac{18,0 \times 6,3}{100} = 0,34 \text{ кал/кг}$
и температура в конце участка перед фильтром равна (по *i — x*) около 17,8°

Данный элементарный расчет лишь для ясности приведен в распространенном виде. В рабочем виде он может быть сведен в следующую таблицу

| Участок сети | Потеря тепло- содержания на 10 м и 10° | <i>L</i> в м | Первое приближение | | | | Второе приближе- ние | | |
|-----------------|---|-----------------|--------------------|------------|----------|------------------------|-------------------------|------------|----------|
| | | | Δt | Δi | <i>t</i> | <i>t</i> _{ср} | Δt | Δi | <i>t</i> |
| <i>ab</i> | 2,20 | 2,5 | 14,0 | 0,77 | 23,0 | 24,5 | 12,5 | 0,69 | 23,1 |
| <i>bc</i> | 0,80 | 15,0 | 11,1 | 1,33 | 17,8 | 20,4 | 8,4 | 1,01 | 19,1 |
| <i>cd</i> | 0,30 | 18,0 | 7,1 | 0,38 | 17,5 | 18,3 | 6,3 | 0,34 | 17,8 |

Таким образом за время протекания по сети воздух, отсасываемый от край-
ней машины, понизил свою температуру примерно на $26,0 - 17,8 \cong 8^\circ$ при
сохранении постоянного влагосодержания. Если допустить, что воздух посту-

пает в фильтр с относительной влажностью в 100%, то относительная влажность его при выходе из машины не должна превышать 60%. Величина эта определена как пересечение вертикали, проведенной из точки 17,8° — 100% с линией температуры воздуха, уходящего из машины (26°).

Практически нельзя допускать, чтобы воздух поступал в фильтр с относительной влажностью в 100%, ибо рукава фильтра могут забиться слипнувшейся, трудно очищаемой пылью. Допуская, как предел, насыщение у фильтра равным 90%, что дает возможность воздуху понизить свою температуру без конденсации на 1,5—2,0°, имеем, что влажность воздуха, выходящего из крайней машины, должна быть не более 55%.

В наиболее благоприятных условиях по влажности отсасываемого воздуха находится труба *мл*, расположенная наиболее близко к фильтру. Падение температуры, исчисленное для этой трубы, составляет всего около 4°, что обуславливает собой величину допустимой влажности воздуха, уходящего из машины, до 70%.

Следовательно, предельная влажность уходящего из машины воздуха зависит от близости расположения машины к фильтру и от величины разности между температурами воздуха внутри трубы и в помещении мельницы. Чем ниже температура в мельнице, тем больше опасность конденсации влаги и загромождения труб.

Количество воздуха, отсасываемого из машин с выделением значительного количества влаги в процессе переработки, должно, как известно, удовлетворять условию

$$G_{св} = \frac{e}{x_{ув} - x_{нс}}, \quad (8-11)$$

из которого ясно, что чем выше допускаемое влагосодержание воздуха, уходящего из машины ($x_{ув}$), тем меньше (при прочих равных условиях) количество воздуха, подлежащее отсосу. Количество воздуха, обуславливаемое указанными выше степенями влажности (55—70%), является наименьшим для случая вентиляционной сети, подобной изображенной на фиг. 22. Таким образом мы видим, что количество отсасываемого воздуха зависит не только от количества тепла, отдаваемого в машине воздуху (I_a), но и от температуры воздуха в помещении: чем ниже температура на этажах, тем большее количество воздуха приходится отсасывать от машин, из которых аспирацией удаляется тепло и влага.

Задача регулирования подобных вентиляционных установок заключается в том, чтобы, проверяя влажность и температуру воздуха, уходящего из каждой машины, установить регулировочную задвижку на отсос такого количества воздуха, при котором влажность его будет близка к пределу. При этом вентилятор будет потреблять наименьшую мощность и эффект работы всей вентиляционной установки будет вполне удовлетворительным.

• **Пример 21.** От контрольного бурата отсасывается воздух при температуре +24° в количестве 10 м³/мин.; скорость движения воздуха в трубе равна 6 м/сек.; длина трубы от бурата до фильтра 16 м; температура воздуха в помещении мельницы +18°. Какую относительную влажность должен иметь воздух, выходящий из бурата, чтобы при поступлении в фильтр степень его насыщения не превышала 0,9?

• **Решение.** Диаметр трубы при $v = 6$ м/сек. и $Q = 10$ м³/мин. найдем из условия неразрывности, известного из гидродинамики:

$$Q_{мин} = 60v \frac{\pi D^2}{4},$$

откуда диаметр

$$D = 146 \sqrt{\frac{Q_{мин}}{v}} = 146 \sqrt{\frac{10}{6}} \approx 190 \text{ мм.}$$

Потеря теплосодержания для $\Delta t = 10^\circ$ и $L = 10$ м по фиг. 22 равна 0,60 кал/кг, откуда в первом приближении:

$$\Delta t = 24 - 18 = 6^\circ; \Delta i = 0,60 \frac{16 \times 6}{100} = 0,62 \text{ кал/кг};$$

температура в конце трубы $t_{\text{кт}} = 21,5^\circ$.

Во втором приближении и окончательно

$$\Delta t = \frac{24,0 + 21,5}{2} - 18 = 4,8^\circ; \Delta i = 0,60 \frac{16 \times 4,8}{100} = 0,46 \text{ кал/кг};$$

$t_{\text{кт}} = 22^\circ$ (по $i - x$). Проводя вертикаль ($x = \text{const}$) от точки $22^\circ - 90\%$ до пересечения с линией температуры выходящего из машины воздуха, находим $\phi_{\text{в}} = 80\%$. (Результат: 80% .)

• Пример 22. От вертикального жернова „Фермер“ предполагается спроектировать аспирационную трубу длиной 20 м (от машины до фильтра). При температуре, равной в помещении мельницы $+18^\circ$, и относительной влажности 75% , воздух, выходящий из фермера, имеет температуру $+34^\circ$ и влажность 75% при отсасывании 14 м³/мин. Скорость воздуха в трубе равна 7,0 м/сек. Относительная влажность воздуха перед фильтром не должна превышать 90% . Возможна ли при этих условиях установка спроектированной трубы? Какой максимальной длины можно спроектировать данный воздуховод?

• Решение. Диаметр трубы должен быть равен

$$D = 146 \sqrt{\frac{Q_{\text{мин}}}{v}} = 146 \sqrt{\frac{14}{7}} = 206 \text{ мм} \approx 210 \text{ мм}.$$

Потеря теплосодержания по фиг. 22 для $v = 7,0$ м/сек. и $D = 210$ мм равна 0,47 кал/кг.

В первом приближении

$$\Delta t = 34 - 18 = 16^\circ; \Delta i = 0,47 \frac{20 \times 16}{100} = 1,50 \text{ кал/кг};$$

по диаграмме $i - x$ $t_{\text{кт}} = 26^\circ$.

Во втором приближении и окончательно

$$\Delta t = \frac{34 + 26}{2} - 18 = 12^\circ; \Delta i = 0,47 \frac{20 \times 12}{100} = 1,13 \text{ кал/кг};$$

$$t_{\text{кт}} = 29,5^\circ; \phi_{\text{кт}} = 98\%.$$

Поскольку насыщение при входе в фильтр достигает 98% , считаем установку столь длинной трубы нежелательной, ибо влага в фильтре начнет конденсироваться.

Этой проверки можно избежать, если сразу найти максимальную длину трубы для заданных условий.

Определим, какую температуру должен иметь воздух перед фильтром для того, чтобы его относительная влажность равнялась 90% ; для этого проводим на диаграмме $i - x$ вертикаль из точки $34^\circ - 75\%$ до пересечения с кривой $\phi = 90\%$ и находим, что минимальная температура воздуха равна $+31^\circ$. Отсюда средняя температурная разность $\Delta t = \frac{34 + 31}{2} - 18 = 14,5^\circ$. Величина вертикального отрезка между точками $34^\circ - 75\%$ и $31^\circ - 90\%$ определяет собой в масштабе диаграммы $i - x$ величину максимальной потери теплосодержания, которая составляет в данном случае $\Delta i' = 0,74$ кал/кг.

По величине Δi для $L = 10$ м и $\Delta t = 10^\circ$ ($\Delta i = 0,47$ кал/кг) определяем из ур-ния (8—17)

$$\Delta i' = \Delta i \frac{\Delta t L}{100}$$

максимальную длину трубы:

$$L = \frac{100 \Delta t'}{\Delta t \times \Delta t_{\text{н}}} = \frac{100 \times 0,74}{0,47 \times 14,5} = 10,8 \text{ м.}$$

(Результат: 10,8 м.)

§ 9. ВЯЗКОСТЬ ВОЗДУХА

1. Понятие о вязкости и величине ее для воздуха. При исследовании большинства вопросов, связанных с движением воздуха в вентиляционных установках, большое значение, как мы увидим ниже, имеют вязкие свойства воздуха. Сопротивление движению воздуха в трубах вызывается именно вязкими свойствами воздуха. Определение величины сопротивлений отдельных частей и вентиляционной сети в целом составляет основную задачу расчета вентиляционных установок.

Вязкость жидкостей как капельных, так и газообразных проявляется только при их движении. Понятие о силах вязкости и законы действия их были даны еще Ньютоном.

По кинетической теории состояние газа характеризуется интенсивностью движения его частиц. Если представить себе газ, движущийся вдоль стенки AB (фиг. 24), то скорость движения отдельных слоев его толщиной dn , как известно из гидродинамики, понижается по мере приближения к стенке: слой II движется быстрее слоя I , слой III — быстрее слоя II и т. д. Следовательно, частички, 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 нем часть своей скорости, производя некоторое сдвигающее давление P на слой II .

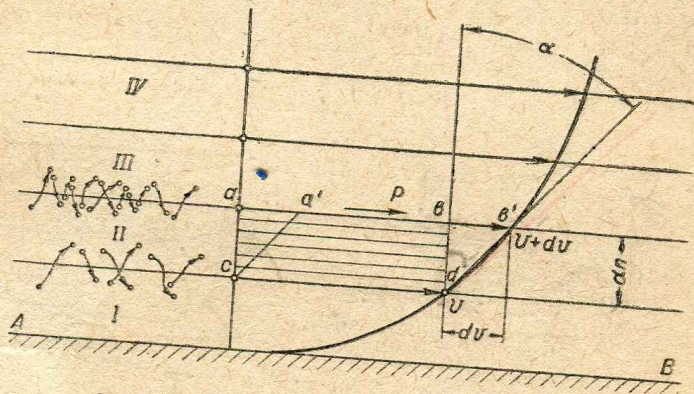
Если выделить в потоке элементарный параллелепипед, имеющий в покое при изображении в продольном сечении форму $abcd$ (прямоугольник), то под влиянием сил P он при движении примет форму параллелограмма $a'b'cd$, причем наклон сторон $a's$ и $b'd$, равный α , будет тем больше, чем больше сила P , приходящаяся на основание параллелепипеда F .

Величина угла α , который может служить мерой деформации, определится, как видно на фиг. 24, выражением: $\operatorname{tg} \alpha = \frac{dv}{dn}$ или вследствие незначительности величины α можно считать, что $\alpha = \frac{dv}{dn}$.

Принимая деформации пропорциональными напряжениям, их вызывающим, мы можем написать, что

$$\frac{P}{F} = \mu \alpha = \mu \frac{dv}{dn}, \quad (9-1)$$

где μ — коэффициент, характеризующий вязкие свойства движущейся жидкости, называемый коэффициентом абсолютной вязкости, или, просто, абсолютной вязкостью.



Фиг. 24. К понятию о вязкости воздуха

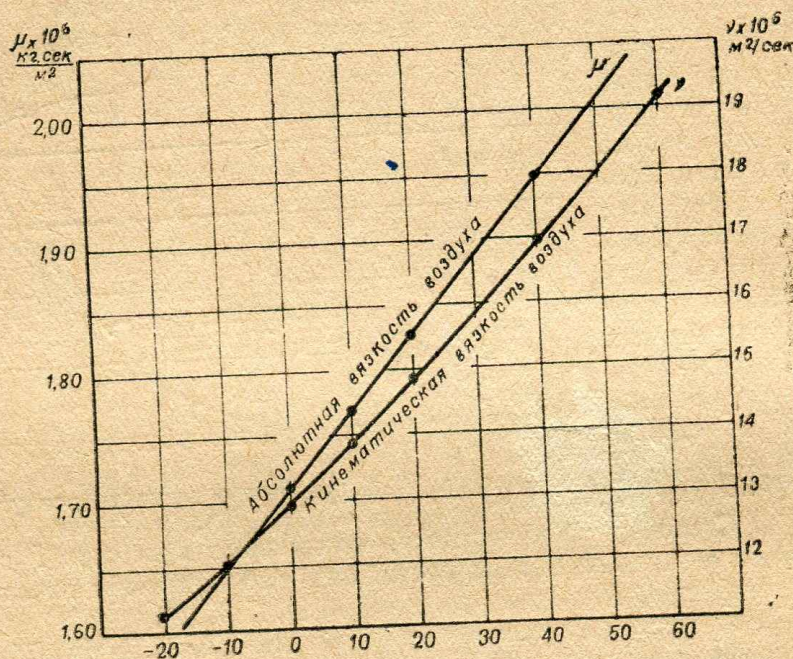
Сила, обусловленная вязкими свойствами

$$P = \mu F \frac{dv}{dn} \quad (9-2)$$

прямо пропорциональна площади соприкосновения слоев между собой (F), производной скорости по направлению, перпендикулярному к площади соприкосновения ($\frac{dv}{dn}$), и коэффициенту абсолютной вязкости μ .

Единицей вязкости, следовательно, будет обладать такая жидкость, у которой на 1 м² площади соприкосновения (F) будет действовать сила, равная 1 кг (P), и если на расстоянии 1 м (n) скорость (v) изменяется на 1 м/сек. В технической системе единиц равномерность абсолютной вязкости выражается через

$$\mu = \frac{P}{F \frac{dv}{dn}} = \frac{\text{кг} \times \text{сек.} \times \text{м}}{\text{м}^2 \times \text{м}} = \text{кг} \times \text{сек./м}^2.$$



Фиг. 25. Вязкость воздуха в зависимости от температуры при 760 мм рт. ст.

В физической системе чисел единица вязкости, называемая пуазом, имеет соответственно размерность

$$\frac{\text{дина} \times \text{сек.}}{\text{м}^2}, \text{ причем } \frac{\text{кг} \times \text{сек.}}{\text{м}^2} = 98,1 \text{ пуаз.}$$

Величина абсолютной вязкости для стандартного воздуха

$$\mu = 1,83 \times 10^{-6} \text{ кг/сек/м}^2.$$

Для воды при 20°

$$\mu = 1,026 \times 10^{-4} \text{ кг/сек/м}^2.$$

Зависимость абсолютной вязкости от давления обнаруживается лишь при весьма низких или очень высоких давлениях, вследствие чего при нормальных давлениях можно считать μ , не зависящим от давления.

С повышением температуры вязкость воздуха возрастает (фиг. 25); для большинства же капельных жидкостей вязкость с повышением температуры падает.

Зависимость вязкости от влажности воздуха настолько невелика, что ее обычно не принимают в расчет.

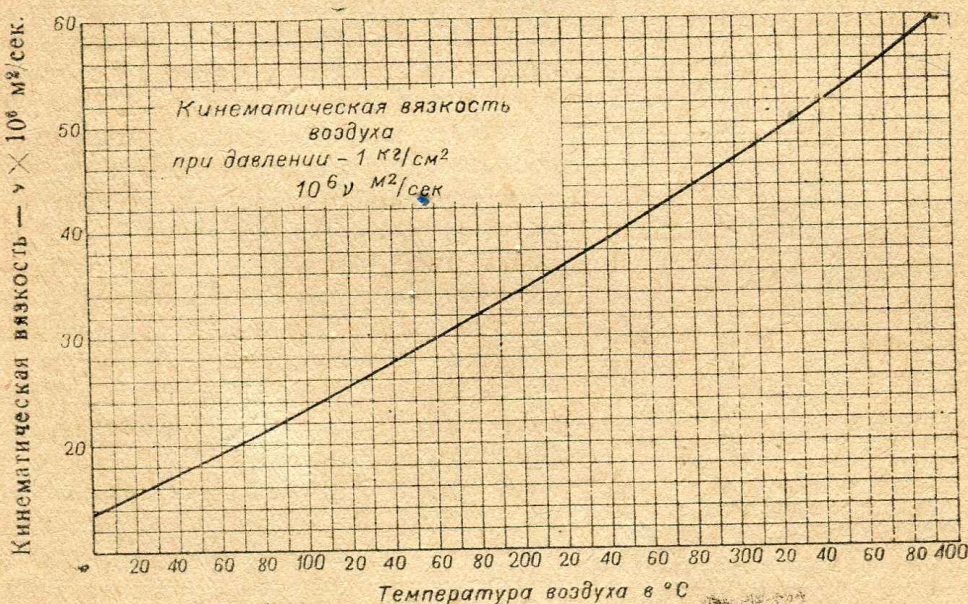
При изложении вопросов, связанных с движением воздуха в трубах, весьма часто вместо абсолютной вязкости употребляется так называемая кинематическая вязкость, что дает некоторое упрощение уравнений. Величина кинематической вязкости (ν) представляет собой частное от деления абсолютной вязкости на плотность газа (ρ), т. е.

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \frac{\text{кг} \times \text{сек.}}{\text{м}^2} : \frac{\text{кг} \times \text{сек.}^2}{\text{м}^4} = \text{м}^2/\text{сек.} \quad (9-3)$$

Для стандартного воздуха, как известно, $\rho = 0,122$, откуда кинематическая вязкость стандартного воздуха равна

$$\nu = \frac{1,83 \times 10^{-6}}{0,122} = 15 \times 10^{-6} \text{ м}^2/\text{сек.}$$

Величины кинематической вязкости в зависимости от температуры даны на фиг. 25 и 26. Совершенно понятно, что величина ν , имея в своем выра-



Фиг. 26. Кинематическая вязкость воздуха при высоких температурах

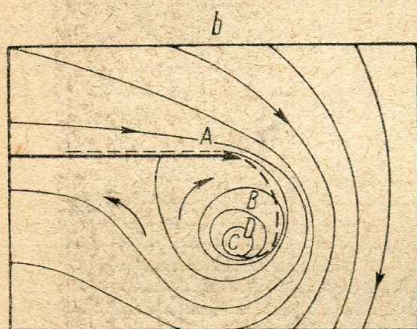
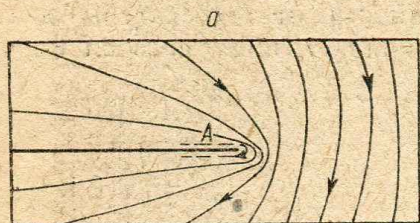
жении ρ , изменяется, как и удельный вес воздуха, в зависимости от давления, температуры и влажности воздуха.

2. Значение вязкости в вопросах вентиляционной техники. Кинематическая вязкость воздуха весьма велика и превышает, например, вязкость воды в 15 раз (для стандартного воздуха). Вязкие свойства, отличающие воздух от идеальной жидкости, имеют весьма большое значение при изучении вопросов движения воздуха в трубах, при рассмотрении воздуха как носителя пыли, при изучении принципов работы вентиляторов, в вопросах транспортирования сыпучих тел воздухом и т. д.

Из сказанного выше о вязких свойствах воздуха совершенно ясно, что затрата энергии на передвижение воздуха в вентиляционных трубопроводах, или, что то же, сопротивление движению воздуха в трубах, должно зависеть не только от скорости воздуха и диаметра трубы, но и от вязкости. Действительно, экспериментальные исследования подтверждают, что так называемый коэффициент трения воздуха при движении его в трубах является функцией величины $\frac{\nu D}{v}$ (см. § 18), т. е. зависит от величины кинематической вязкости.

Беличина сопротивления движению воздуха в трубах сильно зависит от характера движения элементарных струек потока. Если при движении в трубе все элементарные струйки параллельны между собой, то сопротивление пропорционально скорости воздуха, но если струйки, двигаясь наступательно, совершают еще и вихреобразные движения, то сопротивление становится пропорциональным квадрату скорости воздуха (см. § 18).

Необходимо при этом указать, что образование вихрей, а следовательно, пропорциональность сопротивлений квадрату скорости воздуха вызывается исключительно его вязкостью, что может быть уяснено из рассмотрения механизма простейшего случая образования вихрей, изображенного на фиг. 27. При обтекании конца пластины воздухом с небольшой скоростью силы инерции, возникающие при повороте вокруг точки *A*, настолько невелики, что не могут преодолеть действующих сил вязкости. Вследствие этого струйки движутся сплошным потоком, как показано на фиг. 27, *a*, без разрывов и без образования вихрей. При увеличении скорости силы инерции возрастают,



Фиг. 27. Процесс образования вихрей при обтекании пластины перпендикулярно направлению скорости движения потока

и когда они становятся больше сил вязкости, воздух при повороте вокруг точки *A* начинает отрываться от нижней поверхности пластины, вследствие чего под пластиной образуется пространство *B* с пониженным давлением, засасывающее отдельные струйки, образующие в результате вихрь *C* (фиг. 27, *b*).

Вяжкое вихреобразование связано с вязкостью воздуха; если бы воздух не обладал этим важнейшим свойством, то работа вентилятора была бы невозможна, ибо в идеальном газе вентилятор не может развить разности давлений. Лишь благодаря вязкости воздуха при вращении лопастного колеса вентилятора происходят срывы струй, подобные изображенным на фиг. 27, и образуются области пониженного давления, необходимые для работы вентилятора.

В среде, не имеющей вязких свойств, не может быть ни вихреобразования, ни уничтожения вихрей, ибо для обоих случаев нужны касательные силы, создаваемые исключительно вязкостью.

Следует отметить, что запыление воздуха вызывается исключительно его вязкостью. Идеальная жидкость или газ не могут транспортировать твердых тел во взвешенном состоянии. Транспортирующие свойства воздуха, которые мы используем в вентиляционной технике, объясняются лишь вязкостью воздуха, несмотря на ее относительно ничтожную величину.

Вязкость является одним из важнейших свойств воздуха, лежащих в основе объяснения явлений, наблюдаемых при движении воздуха в вентиляционных установках.

II. Пыль и ее свойства

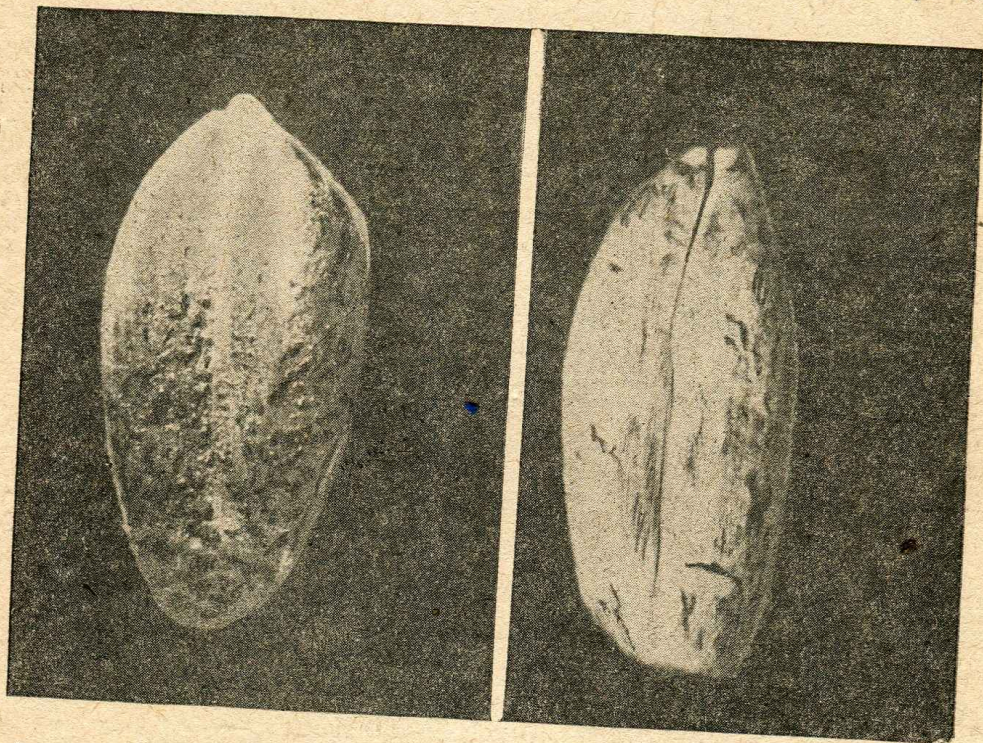
§ 10. СОСТАВ И СТРОЕНИЕ ЭЛЕВАТОРНОЙ И МЕЛЬНИЧНОЙ ПЫЛИ

1. Процессы пылеобразования на элеваторах и мельницах. Зерно, поступающее после обмола на приемные пункты и элеваторы, несет в своей массе некоторое количество пыли, состоящей из частиц оболочек, обрушенных при молотье, обломков частей колоса минеральных и т. п. частиц.

Пыль в массе зерна находится не только в свободном состоянии. Значительная часть ее связана с поверхностью зерна, как это показано на фиг. 28. При всех процессах, связанных с трением зерен друг о друга, пыль эта по частям освобождается 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 на сепараторе, после удаления ситом и продувкой пыли, бывшей в свободном состоянии, зерно, пройдя несколько течек или будучи поднято норией, снова начинает пылить. Пыль в процессах пересыпания и транспортирования снова отделяется от поверхности зерна.

Лишь обоечные, щеточные и, еще лучше, моечные машины почти полностью освобождают поверхность зерна от минеральной пыли. При пересы-



Фиг. 28. Поверхность грязного зерна, поступающего на элеватор, по сравнению с зерном, прошедшим через машины зерноочистительного отделения

панию очищенного на этих машинах зерна все же наблюдается пылеобразование, но преимущественно за счет пылевидных обрушенных частиц зерна.

Таким образом на элеваторах и в зерноочистительных отделениях мельниц пылеобразование неизбежно при всех процессах, связанных с пересыпанием зерна, ибо скорость падения мелких частиц пыли значительно меньше скорости падения зерна, вследствие чего частицы эти отстают от струи зерна и выделяются в окружающую среду. Причины понижения скорости падения частиц пыли подробнее изложены ниже.

При процессах перемещения зерна, не связанных с перемешиванием его, как например, на ленточном транспортере, пылеобразование ничтожно и вызывается исключительно отставанием от ленты, идущей со скоростью 2,5—4,5 м/сек., находящихся сверху частиц пыли. Значительнее пылит нижняя холостая часть ленты, теряющая пыль, приставшую к ней от транспортируемого зерна.

Выделение пыли при загрузке зерна в бункеры и силосы вызывается вытеснением из них объемов, вносимых зерном и воздухом, увлекаемым потоком зерна.

Пылеобразование в размольных отделениях является по существу производственным процессом и сопутствует всем операциям переработки зерна в муку. Предупреждение выделения пыли в помещении достигается путем создания разрежения в камерах машин, где происходит образование пыли.

2. Общая характеристика мельнично-элеваторной пыли. Пыль элеваторов и мельниц можно рассматривать как состоящую из: 1) минеральной и 2) органической составляющей.

Таблица 8

Состав пыли горьковских мельниц
(анализы 1929 г. в %)

| Название машины | Влаж- ность | Золь- ность | Fe ₂ O ₃ | Al ₂ O ₃ | SiO ₂ |
|---------------------------------|----------------|----------------|--------------------------------|--------------------------------|------------------|
| М е л ь н и ц а № 2 | | | | | |
| Автоматические весы | 8,4 | 31,9 | 1,6 | 1,20 | 29,0 |
| Сепаратор черный | 8,2 | 36,0 | 2,1 | 0,48 | 33,5 |
| Обойка черная | 10,1 | 14,2 | 13,0 | 0,60 | 0,6 |
| Обойка полубелая | 11,6 | 6,5 | 2,9 | 1,20 | 2,4 |
| Сепаратор полубелый | 10,6 | 13,1 | 4,7 | 2,05 | 6,4 |
| Щеточная машина | 11,2 | 11,3 | 1,9 | 1,30 | 8,0 |
| Аспирационная колонна | 9,8 | 9,7 | 4,3 | 1,30 | 4,1 |
| Самотаска зерновая | 10,5 | 8,3 | 2,2 | 2,50 | 3,5 |
| Бурат для отсосов | 10,8 | 11,9 | 2,3 | 4,10 | 5,4 |
| Рассев. 1-е дранье | 11,0 | 1,40 | — | — | — |
| " контроля I сорта | 11,8 | 0,81 | — | — | — |
| " II сорта | 11,5 | 1,62 | — | — | — |
| Мучная течка | 12,6 | 0,98 | — | — | — |
| Закром I сорта | 11,7 | 0,73 | — | — | — |

| | | | | | |
|--------------------------------------|------|------|------|------|------|
| М е л ь н и ц а № 3 | | | | | |
| Проценты по золе | | | | | |
| Сепаратор черный разм. 0,2 | 8,6 | 28,2 | 75,3 | 7,9 | 16,8 |
| Обойка черная | 9,8 | 15,3 | 65,3 | 6,1 | 28,6 |
| Сепаратор полубелый | 10,9 | 10,0 | 57,1 | 15,1 | 27,8 |
| " над ситами | 10,8 | 26,6 | 75,4 | 8,7 | 15,9 |
| Аспирационная колонна | 8,9 | 10,8 | 67,1 | 8,3 | 24,6 |
| Самотаска для ржи | 6,7 | 32,3 | 81,7 | 12,6 | 5,7 |
| Вальцы 1-го дранья | 13,3 | 0,51 | — | — | — |
| " 4-го | 12,7 | 0,81 | — | — | — |
| " 8-го разм. | 11,7 | 0,78 | — | — | — |
| Вейка контрольная | 11,9 | 0,80 | — | — | — |
| Фильтр от веер № 1 | 11,5 | 0,51 | — | — | — |
| Вейка № 5 | 11,2 | 1,10 | — | — | — |
| " № 4 | 11,4 | 1,21 | — | — | — |
| " № 3 | 12,1 | 0,65 | — | — | — |
| " № 2 | 11,5 | 0,49 | — | — | — |
| " № 1 | 11,2 | 0,88 | — | — | — |
| Группа № 1 | 10,9 | 0,87 | — | — | — |
| " № 2 | 12,5 | 0,71 | — | — | — |
| Фильтр от „Группы“ | 12,1 | 0,81 | — | — | — |

Органическая составляющая в свою очередь складывается из: 1) частей колоса и соломы, 2) цветочных и соломенных пленок сорняков, 3) частиц оболочки, бородки и зародыша зерна, 4) крахмальных зерен злака и сорняков и 5) спор головни и других грибов.

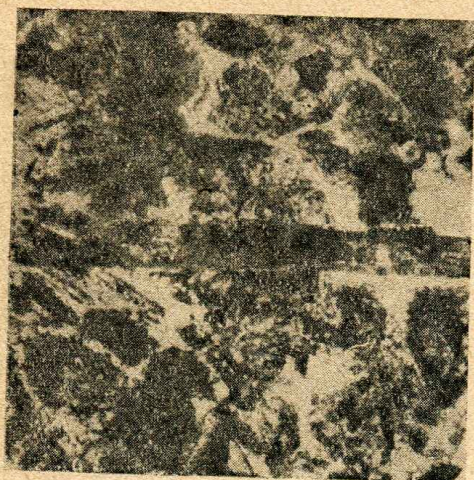
Могут встречаться также в ничтожном, едва определимом количестве металллические частицы пыли в результате износа вальцевых катков.

Соотношение указанных составных частей пыли изменяется в соответствии с ходом технологического процесса обработки зерна.

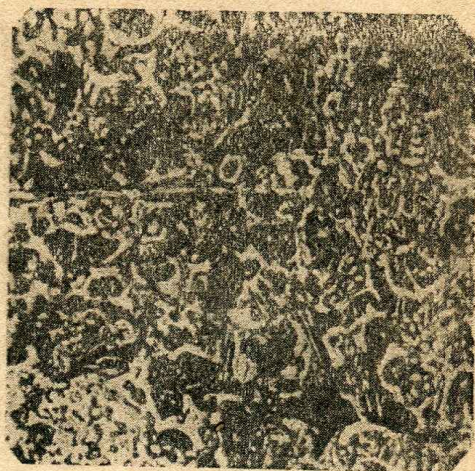
Так например, элеваторная пыль по весу часто состоит наполовину, а иногда и более, из минеральной пыли, в то время как в зерноочиститель-

ном отделении количество минеральной составляющей уменьшается вдвое и втрое, доходя к концу процесса очистки до 3—5%.

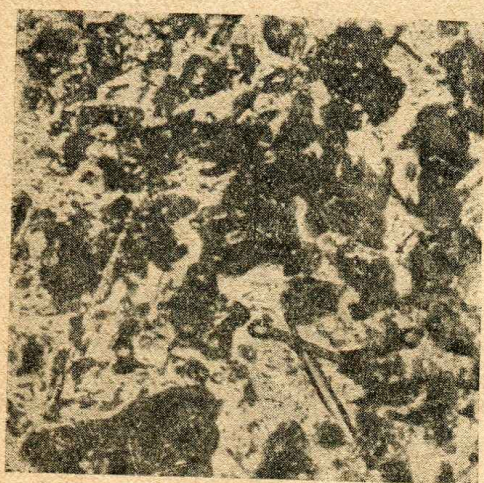
Достаточно хорошее представление о составе пыли, о соотношении между органической и минеральной частями ее, может дать зольность ее. В табл. 8



Фиг. 29. Пыль из воздуховода сепаратора, работающего вторым проходом. Увеличение 70 \times . Запыленность воздуха в трубе 25 г/м³



Фиг. 30. Пыль сепаратора, работающего вторым проходом, прошедшая через магнетальный фильтр с рукавками из бязи. Увеличение 70 \times . Запыленность воздуха, выходящего из фильтра, 0,4 г/м³



Фиг. 31. Пыль из воздуховода щеточной машины, заканчивающей очистку зерна. Увеличение 70 \times . Запыленность воздуха в трубе 25 г/м³. Зольность пыли 11,3%

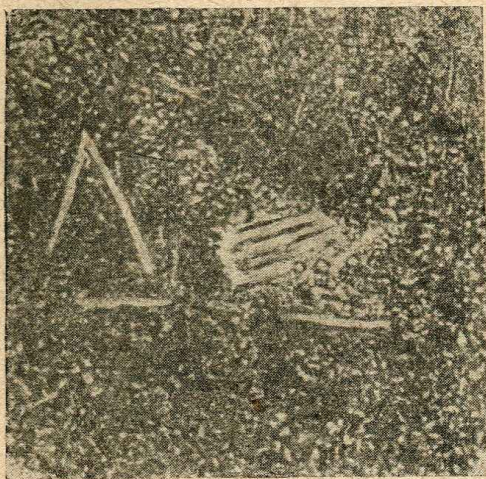


Фиг. 32. Пыль из воздуховода аспирационной колонки, продувающей зерно перед поступлением его на вальцевый станок 1-го дранья. Увеличение 70 \times . Запыленность воздуха в трубе 5,2 г/м³

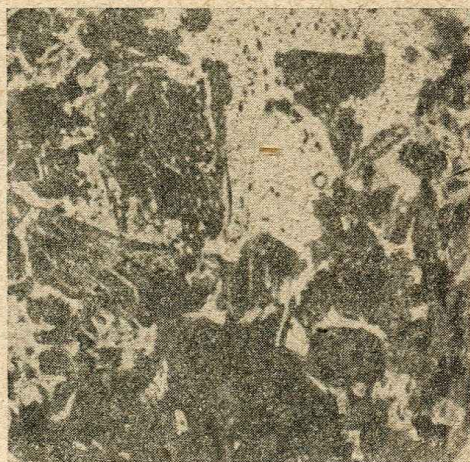
приведена зольность пыли, извлеченной из воздухопроводов, аспирирующих машины горьковских мельниц¹. При рассмотрении приведенных данных следует иметь в виду, что зольность оболочек равна 6—8%, а зольность эндосперма 0,3—0,4%.

¹ Тарутин Н., Исследовательская работа по аспирации. Журн. „Советское мукомолье и хлебопечение“, № 12, 1930.

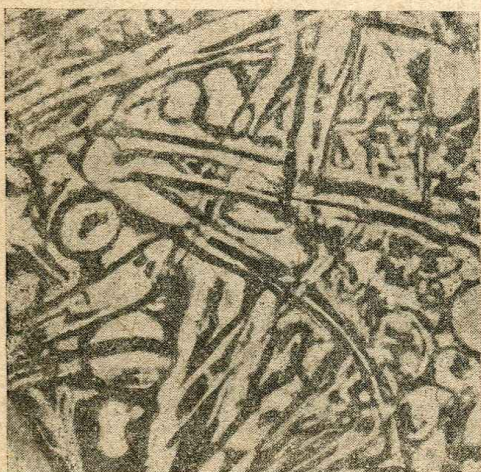
Как видно из табл. 8, зольность пыли черного сепаратора достигала в данном случае 36%. Количество же минеральных частиц в этой пыли возможно даже больше указанной цифры, ибо при прокаливании образца золы некоторые частицы минерального происхождения также потеряли часть своего веса.



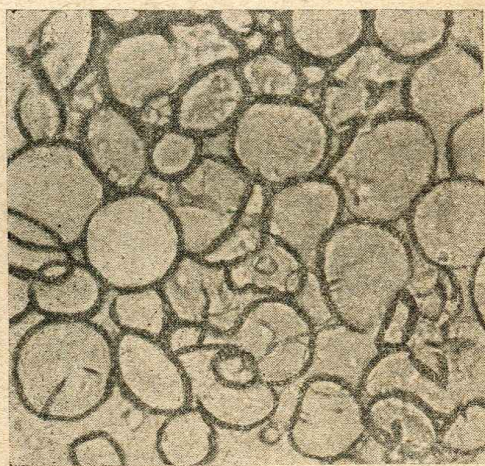
Фиг. 33. Пыль из приемной коробки рассева 1-го дранья. Увеличение 70 \times . Зольность пыли 1,40%



Фиг. 34. Пыль из воздуховода наждачной обойки 2-го прохода. Увеличение 400 \times . Запыленность воздуха в трубе 50 г/м³. Зольность пыли 6,5%



Фиг. 35. Пыль из приемной коробки рассева 1-го дранья. Увеличение 400 \times . Зольность 1,40%



Фиг. 36. Пыль из воздуховода вальцевого станка 3-го дранья при помоле ржи. Увеличение 400 \times . Запыленность духа в трубе 4,6 г/м³

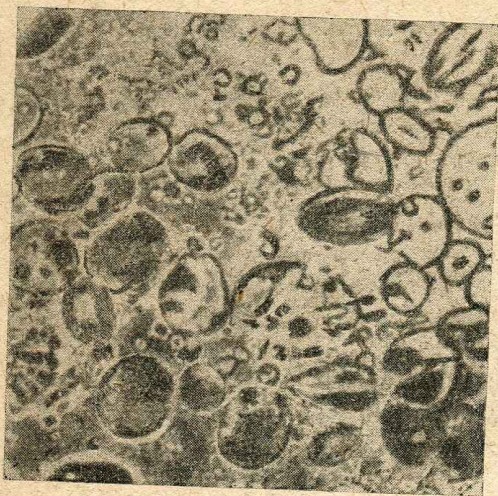
Зольность мучной пыли доходит до 0,5% (вальцевый станок 1-го дранья мельницы № 3). Это указывает на то, что состав ее мало отличается от чистого эндосперма.

На фиг. 29—33 представлены микрофотографии образцов пыли, отсасываемой воздухом от различных машин с увеличением в 70 раз; на фиг. 34—38 представлены подобные же образцы с увеличением в 400 раз.

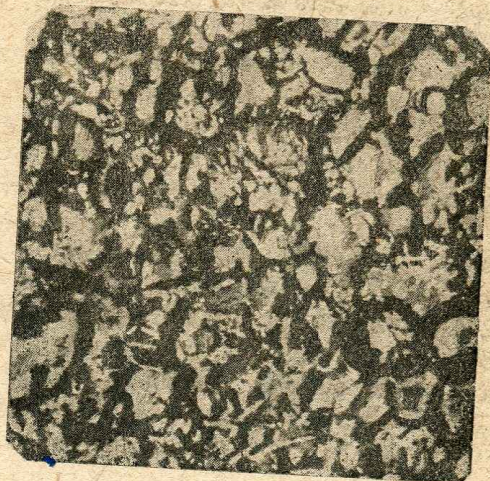
Фотографии образцов пыли, отсасываемой от очищающих зерно машин (фиг. 29—32 и 34), показывают, что пыль эта состоит из обрывков оболочек, бородок зерна, темных минеральных частиц и округленных прозрачных крахмальных зернышек.

Пыль 1-го дранья (фиг. 33 и 35) отличается от мучной пыли последующих систем наличием большого числа волосков бородки зерна. Пыль остальных систем состоит почти исключительно из крахмальных зерен различных размеров.

В отношении размеров частиц пыль, как образующаяся при очистке зерен, так и при его размоле, весьма неоднородна. Как видно на фиг. 32,



Фиг. 37. Пыль из рассева, контролирующего муку 1-го сорта. Увеличение 400X. Зольность — 0,81 %



Фиг. 38. Пыль из вальцевых станков, прошедшая через ткань всасывающего фильтра. Увеличение 400X. Запыленность воздуха, выходящего из фильтра, равна 0,06 г/м³

в поле зрения имеются крупные обрывки оболочек размером до 250 μ и наряду с этим мелкие крахмальные зерна размером около 5 μ . Размеры мучнистой пыли несколько более однородны, но все же колеблются в пределах от 3 до 25 μ , как это видно на фиг. 36 и 37.

При более сильном увеличении (1000 раз) в поле зрения наблюдаются также более 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 .

§ 11. ФИЗИКО-ХИМИЧЕСКАЯ ПРИРОДА И СВОЙСТВА ПЫЛИ

1. Определение понятия пыль. Под пылью обычно понимают совокупность частиц, легко увлекаемых даже слабыми потоками воздуха вследствие незначительности их размеров. Однако определение это недостаточное, ибо на основании его следовало бы называть пылью, например, и дым, который также состоит из мелких твердых частиц, легко увлекаемых токами воздуха.

Широко распространена следующая классификация совокупностей мелких частиц, предложенная Джиббсом¹:

- 1) пыль — совокупность частиц размером более 10 μ ; частицы пыли падают с ускорением (при небольшой высоте), диффундировать не способны;
- 2) туманы (облако) — совокупность частиц размером в пределах от 0,1 до 10 μ ; частицы тумана падают с постоянной, но ничтожной скоростью; не диффундируют;
- 3) дым — совокупность, составляемая частицами размером от 0,001 до 0,1 μ ; частицы дыма не оседают, находясь в броуновском движении, диффундируют.

¹ Джиббс В., *Аэрозоли*. Лнг., 1929. Его же. *Пыль и ее опасности в промышленности*, Лнг., 1930.

Американские авторы¹ различают пыль трех классов:

- 1) пыль с частицами размером более 50 μ , задерживающаяся в верхних дыхательных путях и не представляющая особой опасности;
- 2) пыль с частицами размером от 10 до 50 μ , попадающими не только в более глубокие дыхательные пути, но и в ткань самого легкого (в относительно малых количествах);
- 3) пыль с частицами размером менее 10 μ , наиболее опасная, как проникающая в глубочайшие отделы ткани легкого, в бронхиолы и альвеолы его.

Из приведенной выше характеристики мельнично-элеваторной пыли ясно, что пыль эта содержит наряду с крупными и мелкие частицы (от 0,5 до 10 μ), соответствующие по величине частицам тумана, которые, будучи взвешены в воздухе, не оседают, перемещаясь слабейшими конвекционными токами воздуха.

Эти фракции элеваторной и мельничной пыли наиболее трудно отделяются циклонами и фильтрами; в то же время они и наиболее опасны в гигиеническом отношении.

2. Пыль как аэрозоль и аэрогель. Пыль, взвешенную в воздухе, можно рассматривать, по предложению Джиббса, как аэрозоль, т. е. как дисперсную систему, твердой фазой которой являются частицы пыли, а дисперсной средой — воздух или другой газ.

Золем в коллоидной химии называется „собственно“ дисперсная система с частицами дисперсной фазы размером от 0,001 до 0,1 μ . Следовательно, истинным аэрозолем является лишь дым, а остальные совокупности мелких частиц, взвешенных в воздухе, являются грубодисперсными системами, взвешенными, но, по предложению Джиббса, и за ними сохраняется наименование аэрозолей.

Частицы аэрозолей с течением времени осаждаются на горизонтальных и вертикальных плоскостях, истинные аэрозоли диффундируют, что относится лишь к дыму.

Частицы размером менее 0,1 μ не выпадают не только в пылевых камерах, скорость движения воздуха в которых ничтожно мала, но и в совершенно спокойном воздухе, ибо при малой массе частиц удары молекул, составляющих воздух, оказывают более энергичное действие, чем притяжение земли.

Осаждение аэрозолей может быть достигнуто либо усиленным перемещением и уплотнением, приведением частиц его в соприкосновение с поверхностями, что способствует образованию хлопьев из отдельных частиц, либо введением в массу аэрозоля тела с электрическим зарядом, противоположным заряду его частиц. Методы эти применяются в пылевых камерах с перемещающимися перегородками, циклонах, матерчатых фильтрах и электрофильтрах.

Осажденный аэрозоль по аналогии с гелями можно рассматривать как аэрогель. Таким образом всякое скопление в воздуховодах, частях машин и других местах тонкой пыли, не взвешенной в воздухе, следует рассматривать с точки зрения коллоидной химии как аэрогель. В воздуховодах во избежание их закупорки мы стремимся уничтожить всякие причины, способствующие образованию аэрогелей. В циклонах и фильтрах мы стремимся всеми возможными способами вызвать образование аэрогелей.

Поверхность частиц аэрогеля, как и частиц аэрозоля, покрыта слоем адсорбированного газа, а в некоторых случаях — пленкой адсорбированного из воздуха кислорода, что очень важно при рассматривании взрывчатых свойств пыли. Свойства аэрозолей и аэрогелей слагаются из свойств твердой дисперсной фазы (частиц пыли), свойств дисперсной среды (воздуха) и тех новых свойств, которые вызываются их взаимодействием.

3. Общие физические свойства пыли. Из физических свойств пыли нас интересуют в первую очередь механические — скорость падения частиц

¹ Public Health Bulletin, № 144, Washington, 1925.

пыли в воздушной среде — и электрические свойства, ибо на них основаны применяемые способы пылеотделения.

Скорость падения тел по классическому закону равна

$$v = gt \text{ м/сек.},$$

где g — ускорение силы тяжести в м/сек.²;

t — время, прошедшее с начала падения, в сек.

Тела размером больше 10 мм в каждом измерении, обладающие уд. весом больше единицы, действительно падают, увеличивая постепенно свою скорость. Но и для этих тел нарастание скорости падения в воздушной среде происходит не беспрестанно. В конце концов скорость возрастает до такой величины, что сопротивление воздуха, растущее также очень быстро, становится равным силе притяжения, и тело начинает падать вопреки классическому закону с постоянной скоростью.

Следовательно, классический закон, точный для безвоздушного пространства, практически дает верные результаты лишь для тел достаточно больших размеров и плотностей при падении их с небольшой высоты.

Действительно, падающее в воздухе тело подвержено одновременному действию двух сил: силы тяжести ($G = mg$) и сопротивления воздуха, которое при достаточно больших скоростях падения пропорционально квадрату скорости и оказывает на единицу площади горизонтальной проекции падающего вертикально тела давление, равное

$$\xi \frac{\gamma_a v^2}{2g} \text{ кг/м}^2 \quad (11-1)$$

где γ_a — уд. вес воздуха в кг/м³,

ξ — коэффициент сопротивления тела, зависящий от его формы, определяемый опытным путем; величина его тем меньше, чем более удобообтекаема форма тела.

Если площадь горизонтальной проекции тела обозначить через F (в м²), то результирующая сила, действующая на падающее тело, равна

$$mg - \xi F \frac{\gamma_a v^2}{2g} \text{ кг.}$$

Сила эта при возрастании скорости может стать равной нулю, вследствие чего скорость падения приобретает постоянную величину, которую можно определить из уравнения:

$$mg - \xi F \frac{\gamma_a v^2}{2g} = 0.$$

Решая это уравнение относительно v , подставив при решении вместо $G = mg$ ее выражение через диаметр падающего тела (d), которое примем шарообразным, и уд. вес (γ_n), т. е.

$$G = \frac{\pi d^3}{6} \gamma_n \text{ кг,}$$

а также выразив через d (в м)

$$F = \frac{\pi d^2}{4} \text{ м}^2,$$

получим

$$v = 3,62 \sqrt{\frac{d}{\xi} \frac{\gamma_n}{\gamma_a}} = \text{const м/сек.} \quad (11-2)$$

пыли в воздушной среде — и электрические свойства, ибо на них основаны применяемые способы пылеотделения.

Скорость падения тел по классическому закону равна

$$v = gt \text{ м/сек.},$$

где g — ускорение силы тяжести в м/сек.²;

t — время, прошедшее с начала падения, в сек.

Тела размером больше 10 мм в каждом измерении, обладающие уд. весом больше единицы, действительно падают, увеличивая постепенно свою скорость. Но и для этих тел нарастание скорости падения в воздушной среде происходит не беспрестанно. В конце концов скорость возрастает до такой величины, что сопротивление воздуха, растущее также очень быстро, становится равным силе притяжения, и тело начинает падать вопреки классическому закону с постоянной скоростью.

Следовательно, классический закон, точный для безвоздушного пространства, практически дает верные результаты лишь для тел достаточно больших размеров и плотностей при падении их с небольшой высоты.

Действительно, падающее в воздухе тело подвержено одновременному действию двух сил: силы тяжести ($G = mg$) и сопротивления воздуха, которое при достаточно больших скоростях падения пропорционально квадрату скорости и оказывает на единицу площади горизонтальной проекции падающего вертикально тела давление, равное

$$\xi \frac{\gamma_a v^2}{2g} \text{ кг/м}^2 \quad (11-1)$$

где γ_a — уд. вес воздуха в кг/м³,

ξ — коэффициент сопротивления тела, зависящий от его формы, определяемый опытным путем; величина его тем меньше, чем более удобообтекаема форма тела.

Если площадь горизонтальной проекции тела обозначить через F (в м²), то результирующая сила, действующая на падающее тело, равна

$$mg - \xi F \frac{\gamma_a v^2}{2g} \text{ кг.}$$

Сила эта при возрастании скорости может стать равной нулю, вследствие чего скорость падения приобретает постоянную величину, которую можно определить из уравнения:

$$mg - \xi F \frac{\gamma_a v^2}{2g} = 0.$$

Решая это уравнение относительно v , подставив при решении вместо $G = mg$ ее выражение через диаметр падающего тела (d), которое примем шарообразным, и уд. вес (γ_n), т. е.

$$G = \frac{\pi d^3}{6} \gamma_n \text{ кг,}$$

а также выразив через d (в м)

$$F = \frac{\pi d^2}{4} \text{ м}^2,$$

получим

$$v = 3,62 \sqrt{\frac{d}{\xi} \frac{\gamma_n}{\gamma_a}} = \text{const м/сек.} \quad (11-2)$$

По Ф. Проккату¹, ξ для мелких частиц неправильной формы равен 1,32. Подставляя в полученное выражение скорости, кроме этой величины, значение γ_v для стандартного воздуха (1,2 кг/м³), получим конечную установившуюся постоянную скорость падения тела в воздухе:

$$v = 2,88 \sqrt{d\gamma_n} \text{ м/сек.} \quad (11-3)$$

Приведенные выше рассуждения и величина установившейся скорости справедливы, однако, для тел с достаточно большими размерами (d) и при относительно большей скорости падения (v). Утверждение, что сопротивление воздуха пропорционально квадрату скорости, правильно с погрешностью до 5% лишь в пределах произведения vd от 0,015 до 0,5, где v и d выражены в метрах.

Для мелких частиц пыли скорость, с которой воздух обтекает их, весьма мала, и сопротивление воздуха становится пропорциональным уже не квадрату, а первой степени скорости.

Для малых частиц пыли — величиной в несколько десятков микронов и меньше — сопротивление воздуха, по Стоксу, равно

$$S = 3\pi d v \mu, \quad (11-4)$$

где μ — абсолютная вязкость среды; в нашем случае вязкость воздуха.

Рассуждая точно таким образом, как это было сделано выше, но принимая величину сопротивления по Стоксу, можно получить значение конечной скорости осаждения для пылинок, взвешенных в воздухе: вес пылинки

$$G = \frac{\pi d^3}{6} \gamma_n = 0,523 d^3 \gamma_n \text{ кг,}$$

скорость осаждения будет постоянной, когда

$$G - S = 0,$$

т. е. когда скорость достигнет величины, определяемой этим уравнением и равной

$$v = 0,0555 \frac{\gamma_n}{\mu} d^2 \text{ м/сек.} \quad (11-5)$$

Подставляя вязкость, равную для стандартного воздуха $1,83 \times 10^{-6}$, получим

$$v = 30\,350 \gamma_n d^2 \text{ м/сек.} \quad (11-6)$$

Рассуждение это проведено применительно к воздуху, уд. весом которого по сравнению с уд. весом частиц можно пренебречь. Для более плотной среды с уд. весом γ_c сила притяжения равнялась бы не $0,523 d^3 \gamma_n$, а была бы равна

$$G_c = 0,523 d^3 (\gamma_n - \gamma_c),$$

т. е. уменьшилась бы на вес объема, вытесняемого частицей.

В соответствии с этим и величина скорости осаждения несколько уменьшилась и была бы равна

$$v = 0,0555 \frac{\gamma_n - \gamma_c}{\mu} d^2 \text{ м/сек.} \quad (11-7)$$

Для минеральной пыли элеваторов и даже для мучной пыли при уд. весе частиц эндосперма около 1300 кг/м³ величина $\gamma_c = \gamma_v = 1,2 \text{ кг/м}^3$ не имеет практического значения.

¹ F. Proskat, журн. „Braunkohle“, № 3 и 4, 1931.

Полученная величина скорости падения частиц пыли в воздухе

$$v = 0,0555 \frac{\gamma_n}{\mu} d^2$$

применима с погрешностью до 5% для случаев, когда произведение vd не больше 3×10^{-6} (0,000003), если v и d выражены в метрах.

Нижний предел применения скорости осаждения частиц пыли, выраженной по Стоксу, определяется следующими соображениями: сопротивление воздуха только тогда представляет собой постоянную силу определенного направления, когда величина частицы больше средней величины свободного пути молекул газа. Если же величина частицы меньше средней длины свободного пробега молекул, то они могут проходить некоторые части пути, не встречая сопротивления, как бы проваливаясь между движущимися молекулами газов.

Средняя длина свободного пути молекул при атмосферном давлении (760 мм рт. ст.) и 0° равна

| | |
|-------------------------|---------------------------|
| Для водорода | $1,123 \times 10^{-5}$ см |
| Для кислорода | $0,634 \times 10^{-5}$ " |
| Для азота | $0,592 \times 10^{-5}$ " |

Таким образом, по Стоксу, нижним пределом применения скорости осаждения частиц в воздухе следует считать величину d , равную примерно 10^{-5} см, т. е. не меньшую 0,1 μ .

Масса частицы размером меньше 0,1 μ настолько ничтожна, что частицы эти начинают двигаться под влиянием ударов молекул среды, в которой они находятся, что обнаруживается в форме броуновского движения их.

Однако и частицы, размер которых значительно больше 0,1 μ , практически не осаждаются и наполняют воздух подобием тумана. Происходит это вследствие того, что скорость падения частиц даже порядка 10—20 μ не превышает нескольких миллиметров в секунду. Следовательно, достаточно незначительнейших конвекционных токов воздуха или токов, вызванных движением людей и частей машин, чтобы увлечь частицу этими малыми скоростями и не дать ей возможности осесть.

Но и в спокойном воздухе, например при остановке предприятия, время, необходимое для осаждения малых частиц пыли из воздуха, измеряется часами.

Как следует из всего изложенного выше, в пределах vd от 0,0150 до 0,000003 действительно наблюдаемая скорость падения пылинок не может быть выражена ни первой, ни второй выведенными формулами, ибо фактическое сопротивление воздуха при этих условиях пропорционально скорости в степени большей единицы, но меньшей двух. Степень эта постоянно возрастает с увеличением произведения vd ¹.

В пределах vd от 0,0005 до 0,0050 будет достаточно правильным принять сопротивление воздуха пропорционально скорости в степени 1,5.

Получающееся при этом выражение скорости, по Аллину, можно представить в виде

$$v = 42,7 d \gamma_n^{2/3} \text{ м/сек.} \quad (11-8)$$

Таким образом скорость падения частиц в воздухе приближенно определяется тремя выражениями:

$$v = 2,88 \sqrt{d \gamma_n} \text{ для } vd \text{ более } 0,0150 \text{ (более } 1,5 \times 10^{-2}),$$

¹ При очень больших vd показатель степени, как найдено экспериментальными исследованиями, может несколько уменьшаться.

$$v = 42,7 d \gamma_n^{2/3} \text{ для } vd = 0,0050 - 0,0005 \text{ (от } 5 \times 10^{-3} \text{ до } 5 \times 10^{-4})$$

$$v = 30\,350 d^2 \gamma_n \text{ „ } vd \text{ от } 0,000003 \text{ до величины, близкой к нулю}$$

$$\text{(от } 3 \times 10^{-6} \text{ до } \sim 0).$$

Для величин vd от 0,000003 до 0,000500 и от 0,0050 до 0,0150 результаты, более близкие к действительности, дает то выражение, скорость падения частиц по которому является наименьшей.

● Пример 23. Определить, чему равна скорость падения частиц мучной пыли, состоящей из частиц эндосперма размером от 10 до 100 μ в абсолютно спокойном стандартном воздухе.

Указание: уд. вес эндосперма равен около 1300 кг/м^3 .

● Решение. Для наименьшей частицы: $d = 10 \mu = 0,01 \text{ мм} = 0,00001 \text{ м} =$

$$= 10^{-5} \text{ м по Стоксу}$$

$$v = 30\,350 \times (10^{-5})^2 \times 1300 = 0,00394 \text{ м/сек.} \cong 4 \text{ мм/сек.};$$

$$vd \cong 0,004 \times 10^{-5} = 4 \times 10^{-3} \times 10^{-5} = 4 \times 10^{-8},$$

т. е. меньше 3×10^{-6} , что указывает на возможность применения выражения Стокса.

Для наибольшей частицы: $d = 100 \mu = 0,1 \text{ мм} = 0,0001 \text{ м} = 10^{-4} \text{ м}$, по Стоксу

$$v = 30\,350 \times (10^{-4})^2 \times 1300 = 0,394 \text{ м/сек.} \cong 400 \text{ мм/сек.};$$

$$vd \cong 0,4 \times 10^{-4} = 4 \times 10^{-1} \times 10^{-4} = 4 \times 10^{-5},$$

т. е. больше 3×10^{-6} , что указывает на недостаточную степень точности результата по Стоксу. Применяв выражение v по Аллину, получим

$$v = 42,7 \times 10^{-4} \times 1300^{2/3} = 0,509 \text{ м/сек.}$$

Таким образом, более правильным является результат, полученный, по Стоксу, как наименьший. (Результат: около 4 мм/сек. для частиц в 10 μ и около 400 мм/сек. для частиц в 100 μ .)

Изложенные выше рассуждения, связанные с выражением Стокса, касались частиц пыли, имеющих шарообразную форму. В действительности частицы могут иметь неправильную форму, приближающуюся больше к эллипсоиду с различными отношениями осей, чем к шару.

Можно написать выражение сопротивления среды, по Стоксу, и для этого случая, подставив в S вместо d среднее арифметическое из трех осей частицы, принятой за эллипсоид. Сделанное выше предположение о шарообразности частиц практически весьма мало искажает результаты.

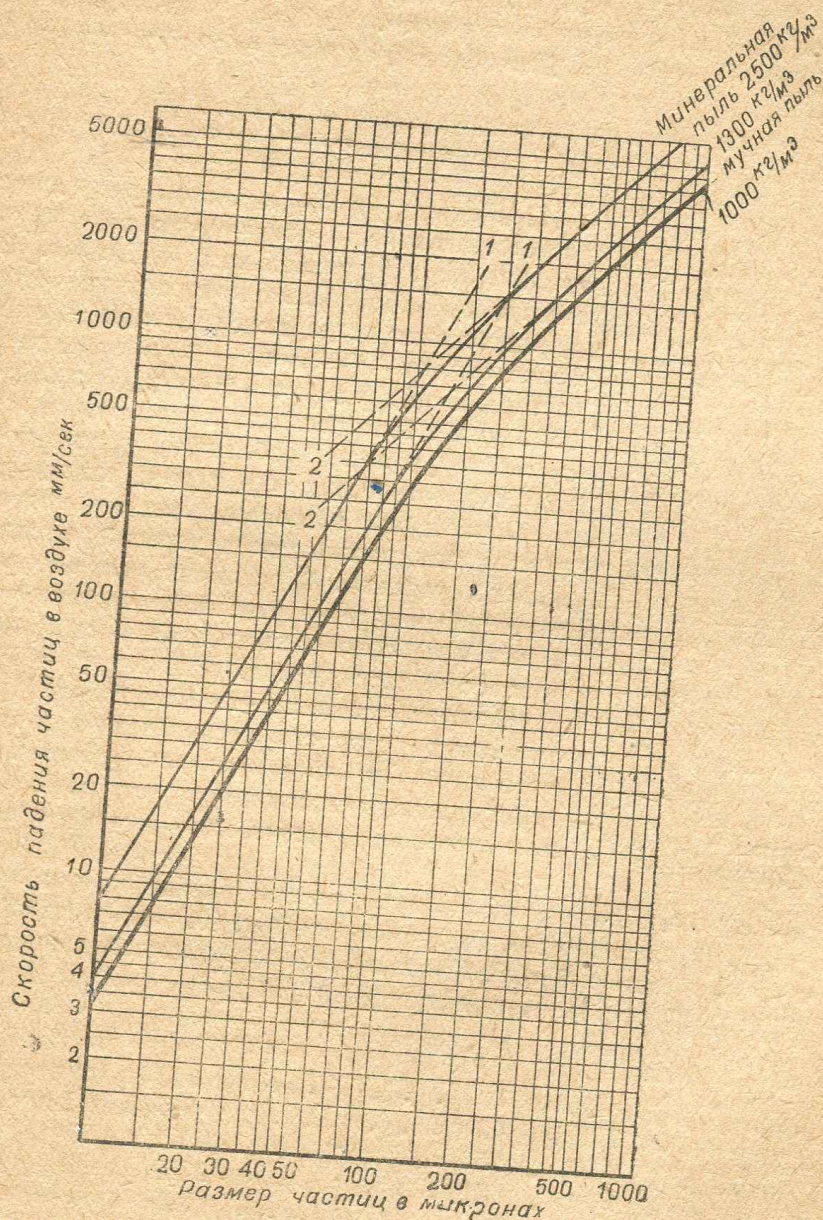
Следует отметить, что и мелкие частицы пыли в течение некоторого промежутка времени падают с ускорением, но время это, измеряемое малыми долями секунды, чрезвычайно ничтожно и не учитывается.

Характер описываемых явлений не изменяется от того, движется ли воздух относительно частицы или частица относительно воздуха. Учитывая это, следует прийти к заключению, что указанные выше скорости осаждения являются в то же время минимальными скоростями воздуха, необходимыми для того, чтобы взвесить частицу, введенную в поток с начальной скоростью, равной нулю.

Таким образом полученные выражения скорости можно применять для решения различного рода задач, связанных с устройствами для отделения пыли.

Для облегчения практических расчетов по приведенным выше формулам, при которых приходится, кроме скорости, либо определять vd , либо вторично вычислять скорость по другому выражению, на фиг. 39 приведена номограмма, позволяющая непосредственно по диаметру частицы находить скорость ее осаждения в воздухе.

Номограмма предусматривает два вида пыли, образующейся на элеваторах и мельницах. Сплошные кривые изображают скорость падения минеральной



Фиг. 39. Номограмма для определения скорости осаждения минеральной и мучной пыли в воздухе

и мучной пыли в чистом виде, определенную на основании выражений Стокса и Аллина. Однако ею можно пользоваться, как указано ниже, и для пыли других видов.

Касательные прямые, изображенные пунктиром, соответствуют величинам, полученным по выражениям Стокса (касательные 1) и Аллина (касательные 2). Как видно по этим касательным, погрешность при применении выражения Стокса для размера свыше 40 μ , вплоть до 80 μ , весьма ничтожна.

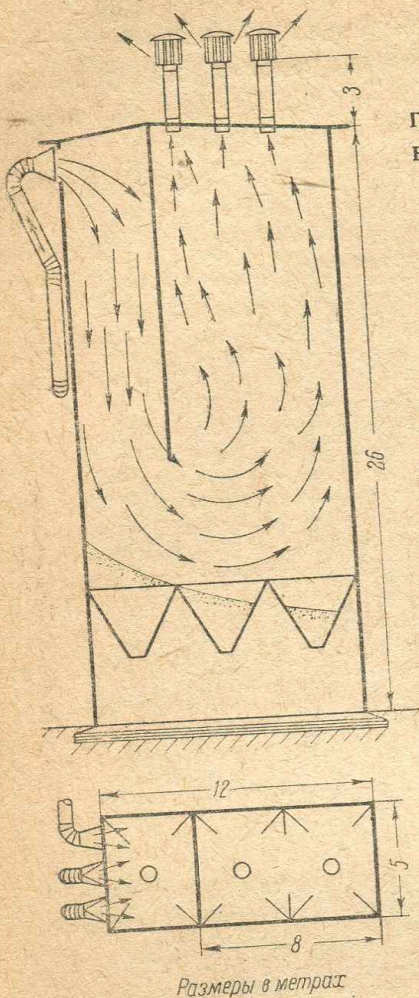
Для пыли с частицами любого другого уд. веса можно пользоваться третьей, наиболее низко расположенной кривой, проведенной для $\gamma_n = 1000 \text{ кг/м}^3$. Для области, в которой справедливо выражение Стокса, скорость осаждения пыли частицами любого уд. веса будет равна

$$v = \frac{\gamma_n}{1000} v_{1000},$$

где v_{1000} — скорость, определенная по нижней кривой номограммы.

Для области, определяемой выражением Аллина,

$$v = \frac{\gamma_n^{2/3}}{100} v_{1000}.$$



Фиг. 40. Схема пылеотделяющей камеры

● Пример 24. В пылеотделяющую камеру элеватора, размеры и конструкция которой схематически изображены на фиг. 40, нагнетается $900 \text{ м}^3/\text{мин}$. воздуха с запыленностью 8 г/м^3 . Масса пыли, поступающей в камеру, имеет следующий весовой состав по крупноте (фиг. 41):

| Размер частиц в μ | Количество в % |
|-------------------------|----------------|
| Более 700 | 1,0 |
| От 700 до 420 | 8,5 |
| " 420 " 250 | 23,5 |
| " 250 " 150 | 23,5 |
| " 150 " 120 | 8,5 |
| " 120 " 100 | 7,0 |
| " 100 " 70 | 10,5 |
| " Менее 70 | 17,5 |

Фракции размером менее 150μ содержат около 30% органической пыли. Определить, сколько килограммов пыли в час будет осаждено в камере и ее к. п. д., под которым разумеется отношение осажженного количества пыли ко всему поступившему в камеру.

● Решение. Скорость воздуха, поднимающегося вверх во второй половине камеры, при площади ее $F = 5 \times 8 = 40 \text{ м}^2$, равна

$$v = \frac{Q}{60F} = \frac{900}{60 \times 40} = 0,375 \text{ м/сек.}$$

При этой скорости выходящим потоком воздуха могут быть увлечены частицы (см. номограмму на фиг. 39) минеральной пыли размером менее 70 μ и органической ($\gamma_n = 1000-1300 \text{ кг/м}^3$) размером менее 100 μ .

Таким образом в камере не осядут полностью частицы менее 70 μ , что составляет 17,5%, и 30% частиц размером от 70 до 100 μ , что составляет (0,30 \times 10,5) 3,1%; всего 20,6% (17,5 + 3,1).

Осядет в камере пыли из поступившего количества (100—20,6=) 79,4% или в килограммах за час

$$60 \times 900 \times 0,008 \times 0,794 = 343 \text{ кг/час.}$$

Фактическое количество осажженной пыли может быть несколько большим, учитывая образование хлопьев, поворот в камере, осаждение части пыли на стенках. Полученный к. п. д. камеры около 80% следует считать минимальным. (Результат: 343 кг/час., около 80%.)

Одним из важных свойств пыли, ускоряющих в некоторых условиях процесс осаждения, является способность пылинок служить ядрами конденсации водяных паров.

Если воздух, в котором взвешены пылинки, имеет повышенную влажность, как это наблюдается в воздуховодах размольного отделения, то при охлаждении его пар, насыщаясь, конденсируется, причем центрами конденсации служат частицы пыли и ионы газовой среды.

Таким образом при конденсации влаги в пыльном воздухе каждая пылинка становится центром образования водяной капли, которая, увеличив размер частицы и повысив ее вес, выпадает из среды.

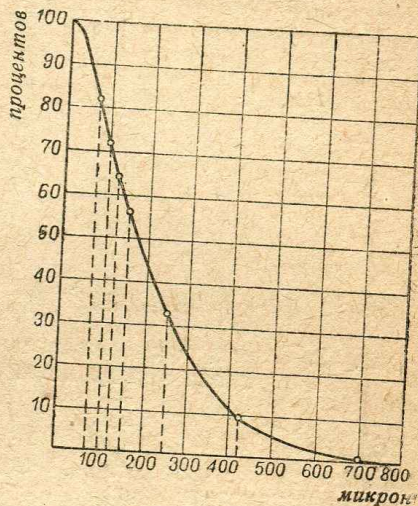
Этим свойством пользуются для осаждения пыли в камерах для промывки воздуха, а также в описанном ниже приборе Айткена для определения количества пылинок в 1 см³ воздуха.

Свойство пылинок служить ядрами конденсации ведет к образованию тестовых корок в охлаждающих воздуховодах и машинах размольного отделения. Выпадение капелек росы с мучнистой частицей в центре продолжается при установившемся режиме до тех пор, пока тестовая корка не создаст нужной тепловой изоляции, предупреждающей охлаждение до пределов насыщения.

4. Электрические свойства пыли. При рассмотрении различных свойств пыли следует всегда учитывать, что ее поверхность (т. е. поверхность, отнесенная к единице массы, веса или объема) весьма велика. Так например, куб, объемом 1 см³, при раздроблении его на кубообразные частицы с длиной ребра в 10 μ увеличивает свою поверхность в 1000 раз, т. е. до 6000 см²; при дроблении до 1 μ поверхность пыли, образованной из 1 см³, возрастает до 6 м².

Поскольку электроемкость тела зависит от его поверхности, постольку при раздроблении тела в пыль она резко увеличивается.

- Частицы пыли могут приобрести электрический заряд следующими путями:
- 1) в состоянии аэрозоля, адсорбируя ионы газов, в которых пыль взвешена;
 - 2) в результате трения о твердую поверхность, например при размоле на вальцевых станках;
 - 3) вследствие ударов и трения друг о друга.



Фиг. 41. Пример кривой крупности элеваторной пыли

Знак заряда, приобретаемый пылью от ионов газов, по исследованиям Рэджа зависит от рода пыли: металлические частицы приобретают отрицательный заряд, неметаллические — положительный.

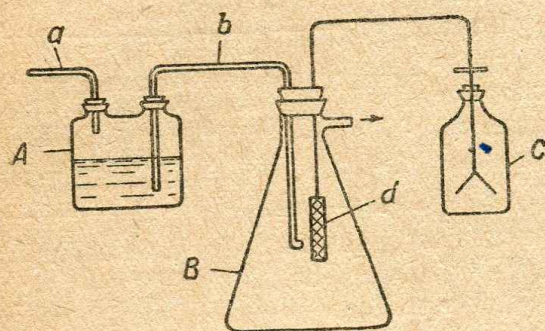
Знак заряда, приобретенный пылью при размоле на вальцевых станках, жерновах и различного рода дробилках, зависит, по Кохену, от знака разности между диэлектрическими постоянными величинами размалываемого тела и дробильных органов.

Таким образом при размоле зерна на вальцевых станках с чугунными валками мучная пыль должна заряжаться положительно, поскольку диэлектрическая постоянная материала валов в данном случае весьма ничтожна.

При размоле крупок на вальцевых станках с фарфоровыми валами мучная пыль должна заряжаться отрицательно, так как диэлектрическая постоянная фарфора выше, чем у крахмальных частиц эндосперма.

При помоле в сухую погоду, если вальцевый станок не заземлен, не только пыль приобретает заряд, но и самый станок накапливает его до разряда в виде искры между станком и заземленной частью (например, металлическим ограждением) или в виде истечения с заостренных деталей.

Зимой 1934 г. при наружной температуре около -30° автор наблюдал скопление зарядов до 30 000 вольт на вальцевых станках мельницы Главмуки № 6 в Томске. Разряды наблюдались в виде искр длиной до 15 мм. Такого рода разряды при соответствующих условиях могут быть источником воспламенения и взрыва пыли, как об этом сказано



Фиг. 42. Схемы установки для определения знака заряда пыли

подробнее ниже. Накопление зарядов на вальцевых станках может наблюдаться также вследствие скольжения ремня по приводному шкиву машины. В описываемом случае при разряде станка и выключении сыпи продукта нового накопления зарядов не наблюдалось.

Можно предположить, что наблюдающиеся иногда отложения сухой пыли на внутренних поверхностях воздухопроводов, несмотря на достаточно высокие скорости в них, вызываются электрическим зарядом пыли, притягивающейся к заземленным стенкам металлических труб.

Методика определения знака электрического заряда пыли, предложенная и примененная Бейерсдорфером (1922 г.), весьма проста и состоит в наблюдении за поведением электрометра C (фиг. 42) при вдувании по трубке b пыли, содержащейся в двугорлой склянке A. Пыль попадает на цилиндрический электрод d, свернутый из медной сетки и передающий по изолированному проводнику свой заряд электрометру. Если, зарядив электрометр предварительно положительно, мы наблюдаем расхождение листочков его, значит пыль внесла с собой новый положительный заряд; опадение листочков указывает, следовательно, на отрицательный заряд.

5. Химические свойства пыли. Пыль отличается от твердого тела, из которого она образована, весьма большой легкостью возникновения и протекания химических реакций.

Из предыдущего изложения это совершенно понятно, ибо химическая активность при всех прочих равных условиях зависит от поверхности, приходящейся на единицу массы реагирующего тела.

В газах реагируют все молекулы, в твердых телах (в пыли) молекулы (расположенные на поверхности) реагируют тем больше, чем меньше размер отдельных частиц.

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, как, например, мука и отруби, взрываются, развивая мгновенно большие количества энергии. Реакция тонкой, высоко диспергированной пыли по своей скорости весьма близка к газовым реакциям, чем и объясняются сильные взрывчатые свойства органической пыли, в частности мучной и зерновой.

Следует отметить, что пыль обладает весьма большой адсорбционной способностью, пропорциональной удельной поверхности диспергированного вещества. Пористая структура частиц, составляющих пыль, как например, мучной пыли мягких пшениц, повышает ее адсорбционные свойства.

Сгущенный на поверхности частиц газ может повышать химическую активность пыли, ускоряя, например, скорость горения или распространения взрыва. Бейерсдорфер считает, что частицы сахарной пыли адсорбируют на своей поверхности кислород из воздуха, что ускоряет горение сахарной пыли и обуславливает ее взрывчатые свойства.

Объем адсорбированного на поверхности частиц газа зачастую во много раз превышает объем пыли, адсорбировавшей его. Так например, 1 л сажки содержит 50 см³ собственно сажки и 950 см³ адсорбированного воздуха, который при нормальной температуре и давлении занимает объем, равный 2500 см³, т.е. в 50 раз превышающий объем собственно сажки. Представление о количестве адсорбируемого пылью воздуха может дать опыт Бейерсдорфера: при размоле сахара в течение суток в герметически закрытой шаровой мельнице давление снизилось с 760 до 23 мм рт. ст.

С точки зрения баланса количество воздуха, поступающего в вальцевый станок, несколько больше количества, отсасываемого воздуховодами из станка. Разница эта невелика в обычных условиях, но при точных исследованиях и небольших количествах аспирируемого воздуха может иметь некоторое значение.

Изложенным выше не исчерпываются, конечно, весьма своеобразные физико-химические свойства пыли; нами лишь коротко изложены свойства, которые имеют наиболее важное значение для предприятий по переработке зерна.

§ 12. ВЗРЫВНЫЕ СВОЙСТВА ПЫЛИ

Пренебрежение взрывными свойствами пыли ведет к тяжелейшим катастрофам на мельницах и элеваторах.

Для разумного применения мер, предотвращающих возможность взрывов пыли, в ряду которых вентиляционные установки являются лишь одним из мероприятий, необходимо знать основные взрывные свойства пыли.

1. Воспламенение, горение и взрыв пыли. Воспламенение пыли может произойти от самых разнообразных причин, подробно перечисленных в п. 4 данного параграфа.

В элеваторной пыли подвержена воспламенению лишь ее органическая часть; минеральная же является инертным компонентом.

Горение пыли в виде аэрозоля 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 взрыва достигает несколько сот и даже тысяч метров в секунду.

Пламя в газовых смесях и аэрозолях может распространяться лишь тогда, когда количество тепла, развиваемого при горении, достаточно для нагрева близлежащих слоев до температуры воспламенения.

Хотя горение воспламеняющихся аэрозолей начинается и протекает медленнее, чем горение некоторых горючих газовых смесей, но количество горючего материала, приходящееся на единицу объема, в аэрозолях больше. В связи с этим при горении их могут развиваться большие количества тепла, больший объем продуктов горения и, следовательно, большее взрывное давление.

При воспламенении пыли в виде аэрогеля горение происходит только с поверхности, ибо концентрация пыли крайне велика. Как мы увидим ниже, интенсивное горение и взрыв могут происходить лишь при концентрациях в известных пределах. Однако 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.

Общая картина возникновения и протекания пылевого взрыва представляется в следующем виде. Источник тепла, достаточный для данных условий температуры и интенсивности, вызывает воспламенение и вместе с тем служит началом тепловой волны, распространяющейся на не воспламенившиеся еще участки аэрозоля. Вслед за тепловой волной следует волна пламени. При воспламенении вследствие повышения температуры и образования продуктов горения возникает волна повышенного давления, распространяющаяся со скоростью звука, идущая вперед до волны пламени и сжимающая не воспламенившиеся еще слои аэрозоля. Если развивающееся при взрыве давление достаточно велико, волна повышенного давления, называемая взрывной волной, распространяется со скоростью, близкой к двойной скорости звука. Удар такой взрывной волны вызывает разрушительное действие и тем большее, чем больше скорость волны.

Таким образом разрушающий эффект взрыва складывается из действия внезапно расширяющейся дисперсной среды аэрозоля и образующихся в большом количестве продуктов горения, а также из действия живой силы взрывной волны большой скорости.

2. Температуры воспламенения элеваторной и мельничной пыли.

Для того чтобы аэрозоль воспламенился, источник тепла должен иметь указанную ниже температуру и отдавать количество тепла, достаточное для нагревания окружающих его слоев пыли и воздуха.

Д-р Уилер исследовал большое количество образцов пыли различного рода в отношении температур их воспламенения. При исследованиях определялась минимальная температура, при которой пыль того или иного рода может воспламениться, и температура, при которой пыль легко воспламеняется, названная относительной температурой воспламенения.

Полученные при исследованиях температуры воспламенения пыли, встречающейся на элеваторах и мельницах, приведены в табл. 9.

Таблица 9

Температуры воспламенения различного рода зерновой и мучной пыли

| № по пор. | Р о д п ы л и | Проход через сито в 200 от- верстий на 1 кв. дюйм в % | Содержание негорючих веществ в % | Температура воспламе- нения в °С | |
|-----------|-------------------------------------|--|---|-------------------------------------|--------------------|
| | | | | минимальная | относитель- ная |
| 1 | Зерновая пыль из элеватора | 20 | 10,5 | 630 | 1050 |
| 2 | Кукурузная мука | 90 | 0,9 | 620 | 1060 |
| 3 | Мука (пшеничная) | 90 | 1,5 | 650 | 1060 |
| 4 | Крахмал | 100 | 0,4 | 630 | 960 |
| 5 | Крахмал | 80 | 1,5 | 640 | 1035 |
| 6 | Отруби (пшеничные) | 75 | 30,0 | 640 | 980 |
| 7 | Овсяные отруби | 90 | 13,4 | 620 | 990 |
| 8 | Кукурузная пыль | 70 | 8,0 | 645 | 1010 |
| 9 | Декстрин (прогретая мука) | 100 | 4,2 | 540 | 940 |
| 10 | Солод | 50 | 11,7 | 600 | 990 |

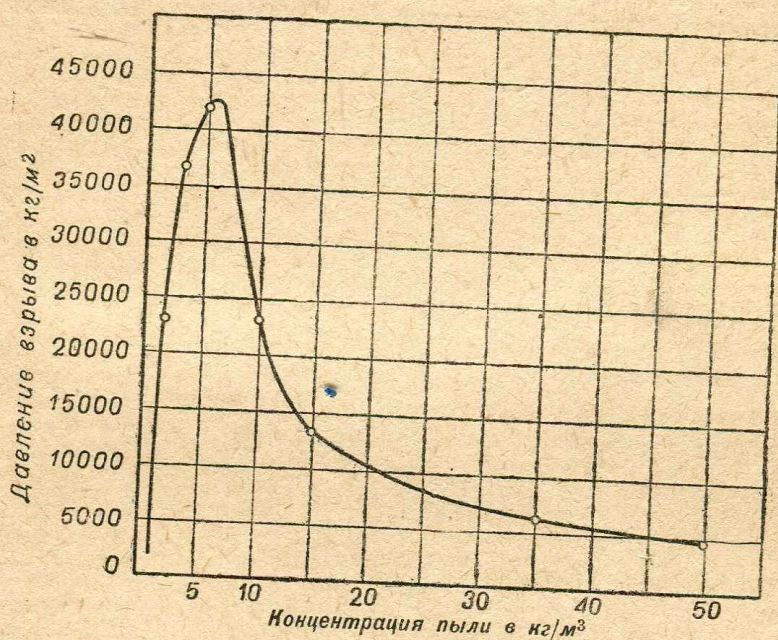
Как видно из таблицы, минимальные температуры воспламенения всем исследованных родов пыли, встречающейся на мельницах и элеваторах, коле-

блются в пределах $620-650^{\circ}$, т. е. примерно равны температуре красного каления железа.

3. Взрывные давления и концентрация пыли. Возможность взрыва при наличии источника воспламенения и величина давления, развивающегося при взрыве, определяются следующими двумя основными положениями:

1) взрыв пыли возможен лишь при определенной концентрации пыли в воздухе, колеблющейся в известных пределах, называемых нижним и верхним пределами взрываемости;

2) взрывное давление 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



Фиг. 48. Зависимость взрывного давления пыли от концентрации ее в воздухе (ликоподиевая пыль)

свою оптимальную концентрацию, дающую наибольшее взрывное давление.

При низких концентрациях пыли в аэрозоле расстояние между частицами настолько велико, что передача пламени от частицы к частице, необходимая для взрыва, становится невозможной. Джиббс¹ предполагает „... что пылевое облако будет гореть с максимальной скоростью в тех случаях, когда концентрация самого горючего вещества будет химически эквивалентна концентрации кислорода в газе, ибо при этом максимально и число молекул горючего вещества, непосредственно соприкасающихся с кислородными молекулами“. Однако Джиббс не приводит теоретических расчетов, подтверждающих высказываемое им предположение в соответствии с данными опыта.

Имеющиеся данные о нижнем и верхнем пределах взрываемости, а также об оптимальной взрывчатой концентрации пыли получены исключительно экспериментальным путем.

Так например, Бейерсдорфер указывает, что верхним пределом взрываемости сахарной пыли является концентрация $13,5 \text{ кг/м}^3$; нижний предел для сахарной пыли равен $10,3 \text{ г/м}^3$.

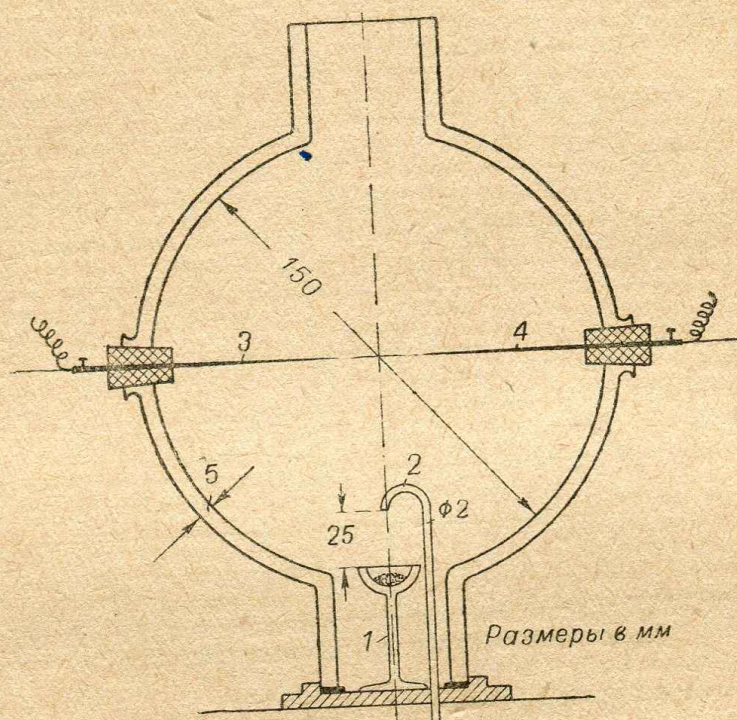
На фиг. 43 представлена для примера зависимость между концентрацией пыли ликоподия (плауновое семя) и взрывным давлением. Как видно из экс-

¹ В. Е. Джиббс, Пыль и ее опасность в промышленности, перевод с англ., стр. 77, Ленинград 1930.

периментальной кривой, оптимальная взрывчатая концентрация в этом случае равна примерно 6 кг/м^3 .

Тростель и Фреверт¹ (1924 г.) при помощи взрывной камеры, изображенной на фиг. 44, определяли минимальные взрывные концентрации и взрывные давления при различных концентрациях пыли и воздуха и различных источниках воспламенения.

Взрывная камера представляет собой толстостенный стеклянный шар с помещенной внизу чашкой 1, в которую помещается пыль в количестве, соответствующем испытуемой концентрации, из расчета на заполнение объема камеры. Трубка 2 подводит к чашке струю воздуха, которая распыляет испытуемую пыль. Воспламенение производится при помощи введенных в камеру электродов 3 и 4, причем между ними могла быть образована либо вольтова дуга, либо искра от индукционной катушки, либо могла быть нака-



Фиг. 44. Схема взрывной камеры Тростель-Фреверта

лена металлическая спираль. Давление в камере записывалось самопишущим манометром.

Зависимость между концентрацией и взрывным давлением для мучной и зерновой пыли представлена кривыми на фиг. 45—47. Краткая характеристика испытывавшейся пыли по влажности и зольности дана нами при кривых; крупнота пыли характеризуется полным проходом ее через сито с 200 отверстиями на кв. дюйм.

Как видно из этих кривых, взрывные давления зависят не только от концентрации пыли, но и от источника воспламенения. При средних концентрациях наименьшие взрывные давления давала искра от индукционной катушки. Объясняется это тем, что, несмотря на высокую температуру, развиваемую искрой, количество отделяемого ею тепла значительно меньше количества, отдаваемого раскаленным телом или вольтовой дугой.

В некоторых случаях, при большом содержании инертной пыли, не воспламеняющейся, но требующей также нагревания, горение пыли от искры индукционной катушки не происходит, несмотря на то что при других источ-

¹ L. I. Trostel u. F. W. Frevert, The Lower Limit of Concentration for Explosion of Dust in Air. Chem. and Met. Eng., стр. 141—146, 1924, 30.

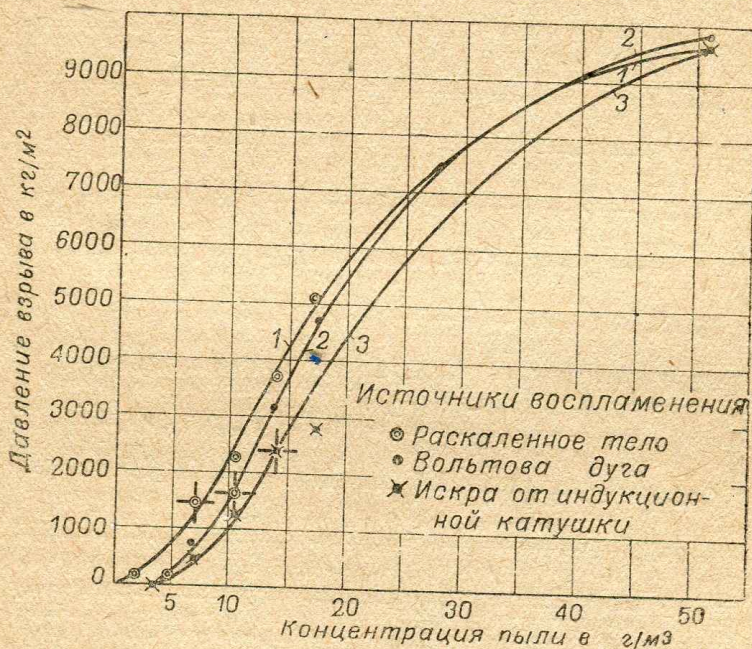
никах воспламенения (раскаленное тело, дуга) при той же концентрации возникал взрыв достаточно большой силы.

Так например, пыль пшеничного элеватора (фиг. 46), имеющая наибольшую зольность из трех рассматриваемых родов пыли, давала весьма малые давления даже при концентрации в 50 г/м³, если воспламенение ее производилось искрой.

Малозольная пыль, как например, мучная или кукурузного крахмала (фиг. 45), весьма мало понижает взрывное давление при воспламенении искрой.

Как общий закон, в этом отношении можно принять следующий вывод: чем выше зольность пыли, тем ниже взрывное давление при разных концентрациях.

Действительно при концентрации, например, 20 г/м³ и воспламенении пыли раскаленным телом для мучнистой пыли кукурузного крахмала с золь-



Фиг. 45. Давления, развивающиеся при взрывах пыли кукурузного крахмала (влажность—11%, зольность—0,12%)

ностью 0,12% взрывное давление равно 5900 кг/м², для пыли кукурузного элеватора с зольностью 13,4% — 4500 кг/м², для пыли пшеничного элеватора с зольностью 18,2% — 4200 кг/м² (фиг. 45, 47 и 46).

Еще яснее это положение подтверждается на примере пыли, образующейся при обработке риса (табл. 10).

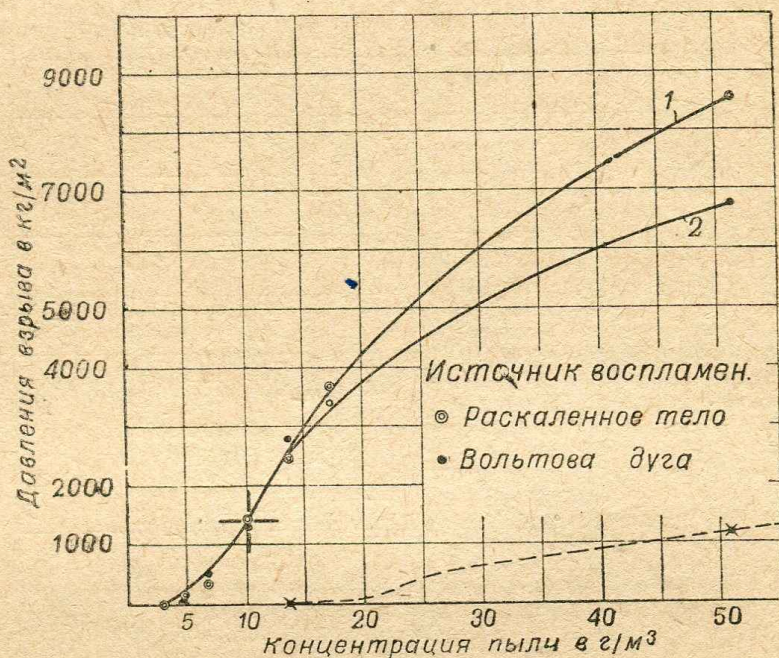
Влияние зольности пыли на ее взрывное давление Таблица 10

| № по пор. | Наименование пыли | Зольность в % | Взрывное давление в кг/м² |
|-----------|--|------------------|---------------------------------|
| 1 | Рисовая пыль из полировочной машины | 8,1 | 7100 |
| 2 | То же из сборника вокруг полировочной машины | 7,1 | 6540 |
| 3 | Пыль рисовых отрубей | 21,5 | 6120 |
| 4 | Пыль, образующаяся при очистке риса | 29,3 | 5550 |
| 5 | То же | 35,5 | 5000 |
| 6 | Рисовая пыль с решета | 53,4 | 3380 |
| 7 | Рисовая пыль из клинперов | 50,4 | 2740 |
| 8 | Пыль циклона приемного аспиратора | 47,7 | 0 |

Минимальными взрывными концентрациями пыли Тростель и Фреверт считают те, при которых пламя хорошо распространяется от источника воспламенения в стороны. Вторым признаком минимальной взрывчатой концентрации является воспламенение пыли не менее чем в 50% случаев ее запала.

Точки кривых (см. фиг. 45—47), удовлетворяющие этим требованиям, отмечены двумя взаимно перпендикулярными отрезками. Как ясно из рассмотрения этих кривых, величина минимальной концентрации, способной дать взрыв, зависит в некоторых пределах от источника воспламенения, причем искра, по указанным уже причинам, требует наибольшей концентрации.

Нижним пределом взрываемости для малозольной мучнистой пыли (см. фиг. 45) является концентрация от 7 (воспламенение раскаленным телом) до 13,7 г/м³ (воспламенение искрой). В эти пределы укладываются и минимальные взрывные концентрации для элеваторной пыли (см. фиг. 46 и 47).



Фиг. 46. Давления, развивающиеся при взрывах пыли, образующейся на пшеничных элеваторах (влажность — 9,2%, зольность — 18,2%)

Нижняя кривая (пунктиром) относится к воспламенению искрой от индукционной катушки

Центральной научно-исследовательской лабораторией при Московском горном и-те имени И. В. Сталина в 1935 г. по поручению Заготзерно была проведена работа по определению степени взрывоопасности элеваторной пыли.

Пыль отсасывалась при помощи вакуумнасоса из различных мест пылеобразования на элеваторах и улавливалась фильтром из хлопчатобумажной ваты. Перед испытанием взрывоопасности пыль просеивалась через сито для удаления наиболее крупных частиц (пленки, волокна тары и других крупных частиц) и высушивалась в течение 6 час. при 105°.

Опытные взрывы пыли производились во взрывном сосуде, представлявшем собой железный цилиндр емкостью около 3,6 л, с электрозапалом из нихромовой ленты, помещенным в нижней части цилиндра. Навеска пыли, соответствующая желательной концентрации, вдувалась сверху при помощи специальной форсунки. Стенки цилиндра для поддержания постоянства их температуры охлаждались при помощи водяной рубашки с постоянным и равномерным током воды (250 см³/мин.)

Давление взрыва регистрировалось на фотопластинке, передвигавшейся при помощи специального приспособления позади освещенного дуговой лампой ртутного манометра.

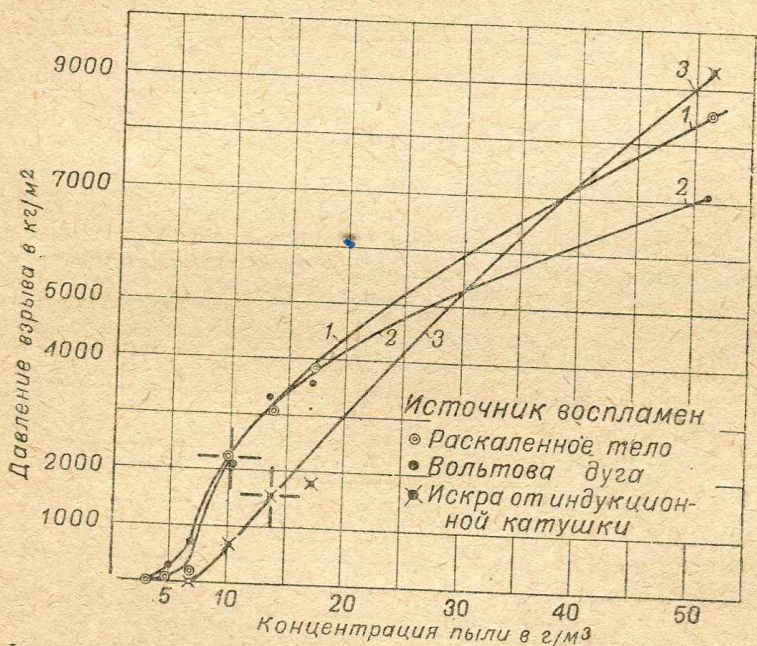
Весовые концентрации пыли приводились к 1 м^3 воздуха при 0° и 750 мм рт. ст.

При описанной методике и аппаратуре минимальная взрывоопасная концентрация для элеваторной пыли была найдена равной 50 г/м^3 , причем для большинства отобранных образцов пыли взрывоопасная концентрация ее была выше указанной.

Причину превышения минимальной взрывоопасной концентрации по сравнению с данными Тростеля и Фреверта следует, очевидно, искать в различии методики и аппаратуры, применявшихся при испытаниях.

Взрывные давления зависят не только от концентрации пыли и источника воспламенения, но и от крупноты самих частиц. По причинам, рассмотренным ранее, взрывное давление тем больше, чем меньше размер частиц, как это видно на фиг. 48, изображающей эту зависимость для зерновой и мучной пыли.

Совершенно понятно, что кроме определенной концентрации пыли и наличия источника воспламенения для возникновения взрыва нужен еще и третий фактор — достаточное количество кислорода в воздухе.



Фиг. 47. Давления, развивающиеся при взрывах пыли, образующейся на кукурузных элеваторах (влажность — 7,8%, зольность — 13,4%)

Следует отметить, что зерновая и мучная пыль при понижении количества кислорода до 11—13% невоспламенима, как это видно на фиг. 49.

4. Причины и условия возникновения взрывов пыли. Все возможные причины возникновения пыли обязательно включают в себя два признака: наличие взвешенной в воздухе пыли с концентрацией не ниже минимальной и источника воспламенения с температурой не ниже 600° .

Однако наличие пыли с концентрацией 7 г/м^3 и более имеется в воздуховодах и машинах всех элеваторов и мельниц и является в этих местах почти неизбежным злом даже при идеальной наружной чистоте предприятий.

Совершенно недопустимо, конечно, чтобы подобные взрывоопасные концентрации создавались в помещении или были возможны при взвешивании пыли, осевшей на стенах, потолках и поверхностях машин.

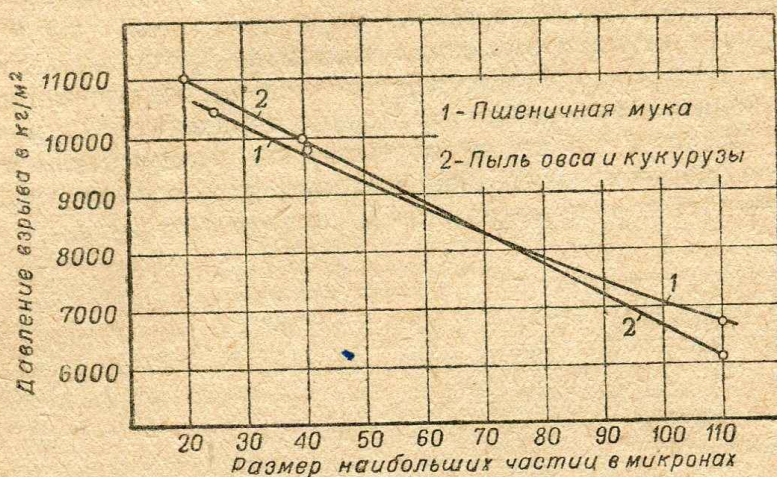
Анализ причин возникновения 65 взрывов пыли, происшедших в Германии за 1928—1930 гг., приводит к следующим выводам:

1) 36 взрывов из 65 могли быть предотвращены без применения специальных мероприятий, а остальные — такими простыми мерами, как улуч-

шение эффекта действия вентиляционных установок, уменьшение процессов пылеобразования на транспортерах и т. п.;

2) все взрывы произошли на загрязненных производствах с плохой организацией труда;

3) 38 взрывов из 65 возникли вследствие разряда электричества, возникшего в самой пыли; накопившиеся на машинах заряды либо совершенно не отводились, либо заземление было неудовлетворительным;



Фиг. 48. Зависимость давления, развивающегося при взрыве мельничной и элеваторной пыли от крупноты частиц



Фиг. 49. Зависимость между взрывным давлением мельнично-элеваторной пыли и содержанием кислорода в воздухе

4) неправильные расчеты вентиляционных установок вызывали взрывоопасные концентрации пыли даже в самих помещениях;

5) особую опасность представляют собой загрязненные пылью стены и потолки; слой пыли толщиной всего 0,5 мм, осыпавшись, вызывал взрывные концентрации;

6) большинство взрывов падает на сухие переходные месяцы года (апрель, май, сентябрь и октябрь).

Частыми причинами воспламенения являются неправильная сборка машин и небрежный уход за ними. Плохо смонтированная наждачная обойка и

мельнице № 1 в Горьком вызвала в 1930 г. несколько пожаров. Слабая за-
тяжка гаек, крепящих бичи обойки к розетке, вызвала в 1929 г. местное
возгорание на мельнице № 52 в Одессе.

Перекося валков на той же мельнице в 1930 г. вызвал своевременно лока-
лизированное воспламенение внутренней обшивки вальцевого станка. Длительная
работа вальцевого станка вхолостую при сильном нажиме щеток вызвала
воспламенение щеток на мельнице № 6 в Томске. Подобные случаи, число
которых без труда можно умножить, связанные с неправильной установкой
и небрежным обслуживанием машин, не должны совершенно иметь места
в нашей практике. Они должны исключаться технической грамотностью ра-
ботников и заботливым отношением к предприятию.

К неправильному устройству электропроводки следует отнести не только
воспламенение проводов из-за короткого замыкания, а также установку в по-
мещениях, в которых возможно пылеобразование, открытых рубильников,
предохранительных пробок, штепселей и прочей искрообразующей арматуры.
Вся такая арматура должна быть герметически закрыта.

Нежелательна также установка в пыльных цехах моторов с контактными
кольцами или коллекторного типа. Целесообразнее, и во многих случаях не-
только с противопожарной точки зрения, устанавливать короткозамкнутые
моторы, исключающие искрообразование.

Осветительная арматура также может быть причиной взрывов пыли. При-
менение для электрических ламп большой мощности (в 75—100 ватт и более)
колпаков, допускающих осаждение пыли на поверхности ламп, или отсут-
ствие всяких колпаков может вызвать воспламенение осевшей пыли.

К неосторожному обращению с огнем относится не только курение
в производственных цехах, пользование паяльными лампами, переносными гор-
нами при пайке самотечных труб и воздухопроводов, но и обращение с пере-
носными электролампами и шнурами их. Разбитая во время горения электри-
ческая лампа является частой причиной взрывов, описанных в нашей и аме-
риканской литературе.

Употребление обычного, небронированного шнура Гуппера в качестве
провода для переносных ламп обычно приводит к коротким замыканиям
вследствие неизбежной порчи незащищенной изоляции шнура и к воспла-
менению.

Особенно опасно невнимательное наблюдение за подшипниками, нагрев
их до воспламенения масла (около 400°). Загрязненные, редко обтираемые
подшипники, покрытые слоем пыли, смешанной с маслом, могут дать воспла-
менение при температурах нагрева даже меньших 400°.

Такую же опасность несет с собой загрязненность помещений су-
шилок при элеваторах, осаждение пыли на внешних горячих поверхностях
воздуховодов.

При огневых сушилках обязательна установка на пути горячих газов между
топкой и сушилкой искроуловителя или даже циклона, осаждающего мелкие
раскаленные частицы топлива, могущие вызвать воспламенение в шахте.

Самым тщательным образом необходимо следить за движением лент норий.
Остановка ленты по какой-либо причине при вращающемся верхнем бара-
бане неоднократно служила причиной пожара, особенно при плохих кон-
струкциях головок, допускающих накопление в них пыли.

Сброшенные в какой-либо угол промасленные тряпки, пакля, веревки
являются очагом воспламенения, происходящего вследствие самовозгорания
этих материалов, могущего возникнуть при благоприятных условиях в те-
чение 2—3 час. Точно так же опасно самовозгорание сваленной в кучу
влажной промасленной пыли.

Незамеченное своевременно подпирание вальцевого станка продуктом
вследствие завала течек, остановки самотаски для рассева могут вызвать вос-
пламенение поверхности продукта, трущегося о валы, а затем при опорож-
нении ковша станка — взрыв.

Плохое заземление машин или отсутствие его ведет в сухое время года (летом и зимой) к образованию настолько больших по напряжению зарядов, что искра, образующаяся между машиной и заземленным проводником, может вызвать воспламенение.

Этот беглый и краткий перечень не исчерпывает, конечно, всех возможных источников воспламенения пыли. В этом, собственно, нет крайней необходимости, ибо приведенные примеры дают возможность составить нужное представление о конкретных в каждом отдельном случае мероприятиях, предупреждающих возможность появления источника воспламенения.

5. Методы предотвращения взрывов пыли и ослабления последствий их. Взрывы пыли предотвращаются главным образом вентиляционными установками, обслуживающими все пылевыделяющие места.

Основные мероприятия, предупреждающие возникновение взрывов пыли, заключаются в следующем.

По линии электроустановок:

1. Применение герметически закрытой искрообразующей арматуры (рубильники, предохранители и пр.).

2. Применение бронированных шнуров для переносных ламп.

3. Прочные колпаки и сетки на переносных лампах или, еще лучше, рефлекторы, наподобие автомобильных фар, предупреждающие осаждение пыли на горячих поверхностях ламп.

Большие размеры подобных рефлекторов предупреждают возможность замятия их шнуром при опускании в закрома с расположенными на дне шнеками.

4. Обязательное наличие на стационарных лампах абажуров, колпаков, герметически закрывающих лампу и предупреждающих скопление пыли на горячей поверхности их.

5. Применение в пыльных цехах типов моторов, исключающих возможность искрообразования, или герметически закрытых моторов.

По линии установки и обслуживания машин:

6. Установка магнитов перед всеми машинами, в которых возможно искрообразование (обойки, жернова и т. п.).

7. Особо тщательное наблюдение за всеми частями машин, могущими при ненормальных условиях повышать свою температуру (перекося валов, остановка лент норий и т. п.).

8. Прочное прикрепление металлических ограждений ременных передач к полу, во избежание могущих возникнуть при перекосах ударов и нагреваний (удары металлических скоб, соединяющих рамки, трение кромок шкива или ремня об ограждение и т. п.).

9. Заземление машин путем присоединения металлических частей к медному проводнику, припаянному к отопительной или водопроводной сети. В особо взрывоопасных по пыли предприятиях заземляются даже циклоны и рукава матерчатых фильтров при помощи введения внутрь рукавов редких металлических сеток.

10. Отвод зарядов статического электричества, возникающего на приводных ремнях. Отвод может быть устранен так, как это показано на фиг. 50. К поверхности ремня подводятся заземленные щетки, сделанные из мягкой медной проволоки. Устанавливать щетки необходимо на обегавшей ветви ремня (фиг. 50, 2), ибо при установке их в местах набегания на шкив ремень все же будет заряжен по всей своей длине. Отвод возникающих зарядов может быть произведен также заземленной медной сеткой, расположенной на расстоянии 20 мм от ремня. Сетка эта может входить в конструкцию ограждения. Возникновение зарядов на ремнях может быть предотвращено путем прошивки ремня с обеих сторон мягкой медной проволокой.

11. Систематическая обтирка наружных поверхностей подшипников во избежание накопления на них даже тонких слоев пыли. Применение красок, изменением цвета сигнализирующих о нагреве подшипников, также требует обязательного выполнения этого элементарного условия.

По линии правил внутреннего распорядка

12. Обязательное хранение использованного обтирочного материала (промасленные тряпки, пакля) в железных ящиках, установленных вне производственных цехов.

13. Категорическое запрещение пользоваться фонарями с керосиновыми лампами или свечами даже, когда предприятие не работает; внедрение аккумуляторных электрических фонарей.

14. Запрещение пользоваться во время работы предприятия переносными горнами и паяльными лампами. В случае крайней необходимости следует пользоваться для мелких ремонтных работ электропаяльником, который все же несет с собой некоторую, хотя и меньшую, опасность воспламенения пыли.

15. Особо тщательное наблюдение за абсолютной чистотой стен, потолков и балок; не допускается осаждение на них слоев пыли даже минимальной толщины. Для облегчения действительного выполнения этого требования необходимо внедрять переносные электропылесосы.

16. Запрещение курения в производственных цехах с отводом специального места для курения. В этом случае можно категорически воспретить приносить с собой в цех спички, установив в местах для курения стационарные безопасные зажигалки.

По линии общих мероприятий

17. Применение отопительных приборов с температурой нагревающих поверхностей не более $100-120^{\circ}$.

18. Поддержание влажности воздуха в пыльных цехах в любое время года на уровне не ниже $60-75\%$, что уменьшает накопление зарядов статического электричества, способствует осаждению пыли и затрудняет воспламенение ее. Наиболее простой способ увлажнения воздуха — частичная рециркуляция его.

19. Наличие громоотвода на предприятии.

20. Обеспечение гладкой (нешероховатой) поверхности стен, что может быть достигнуто либо покрытием масляными красками, либо специальными способами штукатурки.

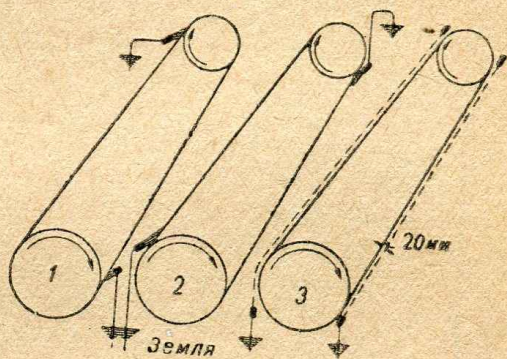
Наряду с борьбой против возникновения взрывов необходимо также при проектировании оборудования предприятия предусматривать возможность уменьшения разрушительных последствий взрывов.

Разрушительное действие взрыва тем больше, чем выше развивающееся при нем давление. При всех прочих равных условиях давление тем меньше, чем более свободный выход обеспечен мгновенно образовавшимся при взрыве газам.

При взрывах из оконных рам обычно вылетают стекла. Не следует, однако, считать, что остекление, особенно при частых фабрично-заводских переплетах с малой площадью каждого отдельного стекла, представляет собой незначительное сопротивление. Такие остекления прочных металлических рам выдерживают давление до 1000 кг/м^2 , а при толстых стеклах — и больше.

Учитывая это, следует рекомендовать при проектировании и изготовлении оконных рам предусматривать устройство предохраняющих створок.

На фиг. 51 показано окно с двойным остеклением. Нижняя часть окна застеклена как обычно, а в рамах 1 и 2 в верхней части стекла отсутствуют; рама 1 может быть покрыта металлической сеткой. Остекленная створка 3 может легко вращаться на расположенной внизу горизонтальной оси, прикрепленной к нашитому на переплет бруску 4. Благодаря этому створка находится в несколько наклонном положении и прижимается к раме своим

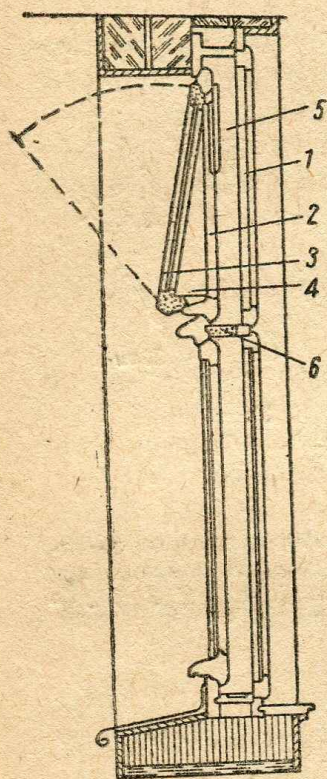


Фиг. 50. Способы отвода зарядов статического электричества, накапливающихся на ремнях (1 — неправильно, 2 и 3 — правильно)

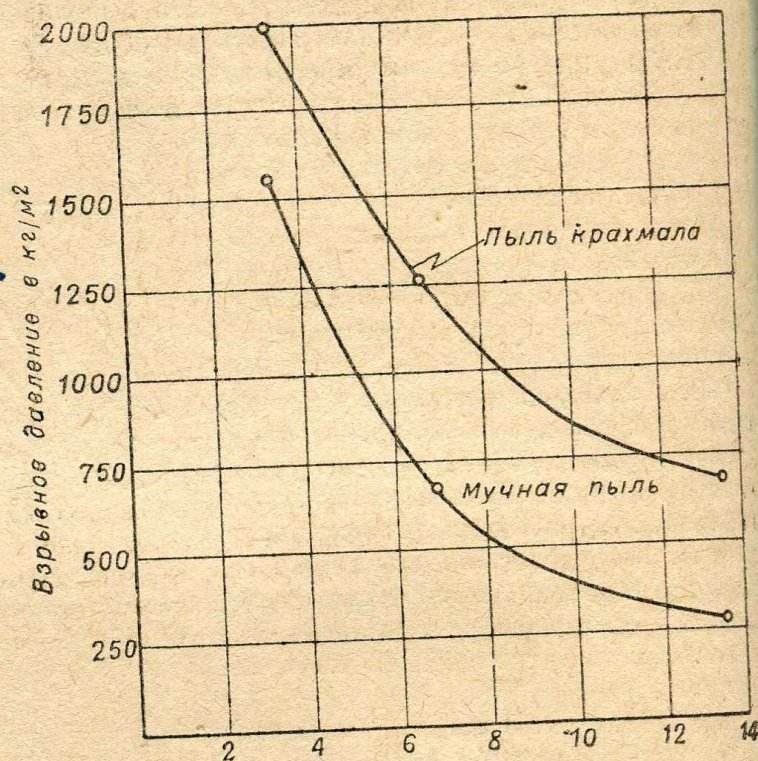
весом. При повышении давления внутри помещения створка 3 легко откидывается настолько, насколько позволяет цепочка 5. Для того чтобы воздушная прослойка в нижней части рамы не теряла своего назначения, следует поставить переборку 6.

Фиг. 52 дает лишь принцип конструкции, которая может быть осуществлена с приспособлением к тем или иным местным условиям. Необходимо помнить, что створка должна быть слегка прижата частью своего веса к раме, чтобы не хлопать при открывании и закрывании дверей.

Предохраняющие створки необходимо расположить равномерно по всему объему здания. Количество створок или общая площадь их определяется допустимым внутри здания давлением. На фиг. 52 показано, как уменьшается давление, развиваемое при взрыве, в зависимости от площади отверстий, соединяющих помещение с атмосферой. Если рассчитывать на сохранение



Фиг. 51. Окно с предохраняющей створкой



Площадь отверстий предохраняющих фрамуг в кв. метрах на каждые 100 м³ объема помещения

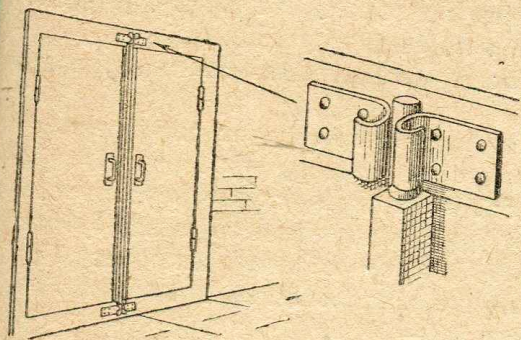
Фиг. 52. Уменьшение взрывного давления в зависимости от площади предохраняющих створок

оконных стекол, т. е. на давление, равное, например, около 1000 кг/м², то на каждые 100 м³ объема помещения необходимо предусматривать на мельницах около 5 м² отверстий.

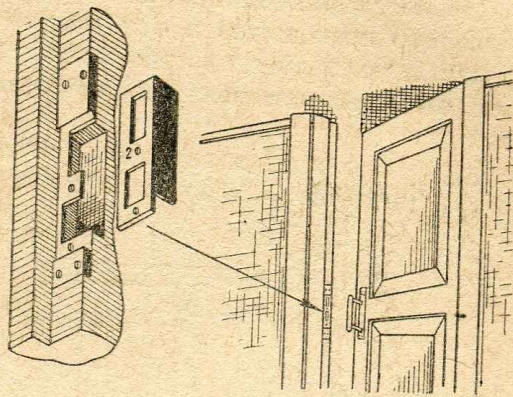
Создать такую площадь в башнях элеваторов, пожалуй, возможно, но при широких зданиях мельниц довольно затруднительно. Поэтому наряду с предохраняющими створками необходимо предусматривать легкое, почти беспрепятственное при взрывах распахивание дверей, соединяющих помещение с атмосферой.

Осуществить это возможно многими путями; например: применением пружинных запоров (фиг. 53) или запоров (фиг. 54), в которых замковая планка присоединена к дверной раме сделанными из мягкого металла заклепками, устанавливаемыми в отверстиях 2. Заклепки должны быть рассчитаны на срез таким образом, чтобы при давлении на дверь, равном не более 700—800 кг/м², замковая планка легко отделялась от дверной рамы, не препятствуя распахиванию дверей.

Однако отдельные цехи должны соединяться между собой таким образом, чтобы не допустить распространения взрывных волн из одного цеха в другой. При соединении, например, зерноочистительного отделения с размольным через площадку лестничной клетки с входными дверями друг против друга, как показано на фиг. 56, нежелательно делать полотнища дверей открывающимися внутрь цеха (фиг. 55, б). В этом случае при возникновении взрыва, например в зерноочистительном отделении, дверь его будет выломана взрывным давлением, как нераспахивающаяся, и взрывная волна без всяких пре-



Фиг. 53. Пружинный дверной запор, не препятствующий открытию дверей при взрыве

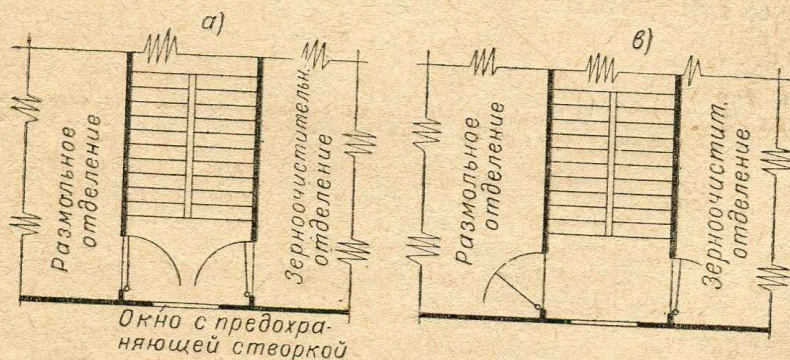


Фиг. 54. Дверной запор с легко отделяющейся при взрыве замковой планкой

пятствий проникнет в размольное отделение, вызывая новые взрывы. Точно такие же последствия возможны при взрыве в размольном отделении.

Располагая легко распахивающиеся двери так, как показано на фиг. 55, а, и снабжая окна лестничной клетки предохраняющими створками, мы препятствуем распространению взрывных волн из одного цеха в другой.

Если производственные соображения требуют держать двери между двумя цехами или отделениями складов открытыми во время работы или если наличие дверей совершенно нежелательно, то затруднить распространение взрыв-



Фиг. 55. Два способа соединения зерноочистительного отделения с размольным при расположении лестничной клетки между ними

ных волн в соседние помещения можно постановкой экранов, отводящих взрывную волну в сторону и уменьшающих тем самым разрушительное действие ее в соседнем помещении (фиг. 56).

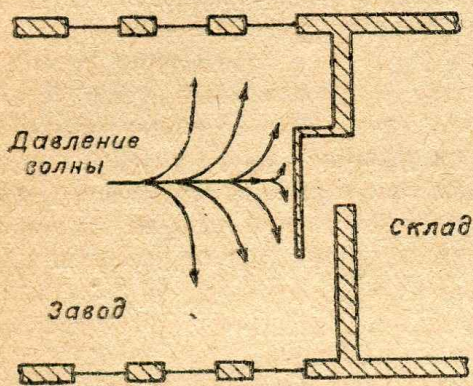
На практике часты случаи возникновения взрывов в мучных и даже в зерновых закромах при их наполнении или осмотре неопытными и мало осторожными рабочими, пользующимися плохо сконструированными переносными электролампами или фонарями с открытым пламенем.

Последствия таких взрывов бывают невероятно разрушительными, ибо большим давлением первого взрыва разрушаются прежде всего стенки закроев, помещение наполняется пылью из разрушенного закроев, вследствие чего возникает ряд последующих взрывов.

Для предупреждения разрушительных последствий необходимо уменьшить давление на стенки закроев. Этого можно достигнуть путем укладки на верхнем перекрытии закроев легких щитов, которые, будучи ничем не прикреплены к перекрытию и стенам, легко поднимаются вверх при повышении давления, предоставляя свободный выход газам, образующимся при взрыве.

Для предупреждения пыления через щели между щитами и перекрытием необходимо края щитов и отверстия обивать войлоком. На предохранительных щитах не следует, конечно, устанавливать какие-либо машины и, даже, легкими ограждениями воспрепятствовать хождению рабочих по поверхности щитов.

Количество предохраняющих щитов над закроевами следует определять из расчета прочности стенок закроев, пользуясь кривой, изображенной на фиг. 52. Во всяком случае нежелательно уменьшать площадь щитов менее 5 м^2 на каждые 100 м^3 объема закроев. При этой норме предельной высотой закроев является 18—20 м.



Фиг. 56. Постановка экрана, отводящего взрывную волну

С точки зрения уменьшения разрушительного действия взрывов на стены предприятий нежелательно делать крышу здания в виде прочного железобетонного перекрытия, более прочного, чем стены. По железобетонным ребрам можно настлать легкую кровлю, которая в случае развития настолько больших давлений, что предохраняющие створки не в состоянии будут выбросить образовавшиеся газы, легко может быть подорвана, без порчи стен трещинами и вываливания их.

Такая кровля может быть надежно изолирована в тепловом отношении, что является ее дополнительным преимуществом.

§ 13. ВЛИЯНИЕ ПЫЛИ НА ОРГАНИЗМ РАБОТНИКОВ ЭЛЕВАТОРНЫХ И МЕЛЬНИЧНЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ

Подавляющее большинство профессиональных заболеваний рабочих элеваторов и мельниц вызывается пылью. Поэтому профессиональная вредность пыли более значительна даже, чем взрывоопасность ее.

Выделяющаяся при перемещениях и переработке зерна пыль вредно действует на дыхательные органы, кожные покровы, глаза, уши и зубы, затрагивая таким образом важнейшие функции организма.

Пыль, попадающая в организм, может наносить вред следующими путями:

- 1) механическим путем (повреждение дыхательных органов острыми крошками стеклянной, металлической или минеральной пыли);
- 2) химическим путем (отравление свинцовой, мышьяковой, марганцевой и другой ядовитой пылью);
- 3) бактериологическим путем (внедрение туберкулезных палочек из пыли конского волоса, тряпья, пуха, пера и т. п.).

Пыль элеваторов и мельниц, не обладая ядовитыми свойствами, наносит вред главным образом механическим путем, но повреждения, наносимые таким образом, готовят почву для различного рода заболеваний, в том числе и инфекционных.

Вред, наносимый пылью механическим путем, состоит главным образом в следующем:

1) сужение просветов дыхательных путей, что заставляет рабочего тратить весьма большое количество энергии на вдох и выдох, уменьшает поступление в легкие кислорода и затрудняет освобождение организма от углекислоты; „закладывание“ носа приводит к необходимости дышать ртом; длительное дыхание исключительно через рот вызывает головные боли, повышает утомляемость, ослабляет внимание;

2) систематическое раздражение пылью слизистой оболочки, щекотание и царапание в горле, воспаление слизистой оболочки бронхиальных путей, различного рода катарральные заболевания, бронхиты, хронический насморк, эмфизема, хрипота и кашель; такое состояние дыхательных органов понижает сопротивляемость вредным началам и предрасполагает их к весьма опасным заболеваниям, например туберкулезом;

3) ранение слизистой оболочки минеральной пылью с острыми краями; внедряясь острыми краями в слизистую оболочку, пылинки эти не могут быть выведены движением ресничек и, оставаясь в пораненных таким образом тканях, подготавливают почву для заболевания туберкулезом.

Следует отметить, что наиболее опасной в этом отношении является мелкая пыль, проникающая в глубочайшие отделы дыхательных путей. Изучение распределения пыли на срезах легких показало, что наиболее опасными являются пылинки размером менее 10μ , проникающие даже в альвеолы.

Весьма важно для организма, что далеко не вся пыль остается в дыхательных путях. Наиболее грубая часть ее, преимущественно пылинки размером более 50μ , выводится чиханием и сморканием, которые следует рассматривать как защитные от пыли функции организма. Наиболее мелкие частицы пыли, попадающие в альвеолы, вызывают выделение так называемых фагоцитов — клеток, обволакивающих эти пылевые частицы. Фагоциты, набитые пылью, частью связаны со стенками альвеол, частью проникают в бронхиальные трубки и удаляются при кашле в виде черной или зеленовато-молочной мокроты у рабочих тех предприятий, где вентиляционные установки работают с низким эффектом.

Те минеральные частицы пыли, которые имеют особенно острые края, путем фагоцитоза не могут быть удалены из легких. Стенки альвеол в связи с этим хронически воспаляются, появляются узелки фиброзной ткани, уплотняющие легкое, уменьшающие его поверхность (фиброзный туберкулез), что также предрасполагает легкие к заражению туберкулезными палочками и к туберкулезу.

Таким образом, несмотря на то что пыль мельниц не ядовита в прямом смысле этого слова, но, вызывая серьезные заболевания дыхательных органов, она разрушает здоровье и понижает общую стойкость организма.

Пыль вызывает у мукомолов и элеваторщиков заболевания глаз, заключающиеся в воспалении соединительной оболочки (конъюнктивы), называемые конъюнктивитами.

Конъюнктивой называется прозрачная оболочка, покрывающая переднюю сторону глазного яблока и переходящая на внутреннюю поверхность верхнего и нижнего века. Назначение конъюнктивы состоит в устранении возможности попадания пыли с передней части глазного яблока на заднюю часть его.

Воспаление конъюнктивы под действием пыли вызывает уменьшение видимости, может привести к несчастным случаям, вызывает слезотечение, светобоязнь. Запущенные конъюнктивиты ведут к весьма тяжелым заболеваниям глаза и, в частности, к трахоме.

Уши достаточно хорошо защищены от пыли липкой, жировой, густой жидкостью, выделяемой кожей слухового прохода. Однако слух в результате работы в пыльных цехах может быть поврежден косвенным образом. Катаральное состояние носоглотки может перейти на евстахиеву трубу, соединяющую среднее ухо с верхней частью глотки. Закупорка евстахиевой трубы приводит к притуплению слуха и может закончиться полной потерей его.

Разложение систематически находящейся в полости рта мучной пыли с образованием молочной, уксусной и других кислот действует разрушающе на эмаль и дентин зубов.

Как видно из изложенного, пыль может оказать весьма вредное влияние на состояние здоровья рабочих мукомольно-крупяной и элеваторной промышленности. Единственно надежной профилактической мерой в этом отношении является эффективное действие вентиляционных установок. Индивидуальные профилактические мероприятия, как, например, респираторы и очки, могут быть рекомендованы лишь для ремонтных работ и при очистке закров и пылевых камер. Рекомендовать их постоянное употребление во время работы, конечно, ни в коем случае нельзя.

§ 14. ОСНОВЫ МЕТОДОВ ИССЛЕДОВАНИЯ ПЫЛИ И ЗАПЫЛЕННОСТИ

1. Общий обзор методов. Одним из методов определения эффективности действия вентиляционных установок является определение запыленности воздуха в помещениях цехов, где установлены аспирируемые или работающие воздухом машины.

Для оценки степени запыленности воздуха существуют две группы методов:

1) **гравиметрические**, при которых определяется весовая концентрация пыли и воздуха, т. е. количество ее, выражаемое обычно в миллиграммах, приходящееся на 1 м³;

2) **кониометрические**, при которых определяется количество пылинок, приходящееся на единицу объема, обычно на 1 см³.

Кониометрическая оценка не может полностью характеризовать степени запыленности воздуха и является по существу дополнением к гравиметрической оценке. Зная весовую концентрацию пыли в воздухе и объемную концентрацию, выраженную числом пылинок, мы можем судить одновременно о насыщенности воздуха пылью и ее дисперсности, что дает возможность сделать более полное заключение о степени вредности среды, чем на основании одного лишь гравиметрического метода.

Для приближенного суждения о количестве пыли, отсасываемой вентиляционной установкой от той или иной машины, применимы гравиметрические методы определения запыленности воздуха, протекающего в воздуховодах. Кониометрические методы имеют преимущественно гигиеническое значение.

Исследование собственно пыли, осажденной тем или иным путем из воздуха, ведется физическими, химическими и бактериологическими путями в зависимости от целей исследования.

2. Гравиметрические методы определения запыленности воздуха.

Существует очень много способов весового определения количества пыли, содержащейся в единице объема воздуха. Разнятся они между собой способами отделения пыли от воздуха (фильтрованием через вату и другие пористые вещества или осаждением пыли) и способами количественного определения пыли (весовым способом, объемным и нефелометрическим, т. е. по степени помутнения среды).

Известны способы, совершенно отличные от широко употребляющихся и не требующие отделения пыли от воздуха. Один из таких способов основан на явлении светорассеивания от поверхностей пылинок. Если луч света проходит через воздух, лишенный пыли, то в направлении, перпендикулярном лучу, наблюдатель света обнаружить не может. Если же луч света проходит через воздух, загрязненный пылью, то свечение в поперечном направлении будет тем больше, чем выше запыленность воздуха. Измерение интенсивности поперечных лучей (лучи Тиндала) дает возможность сделать заключение о запыленности воздуха.

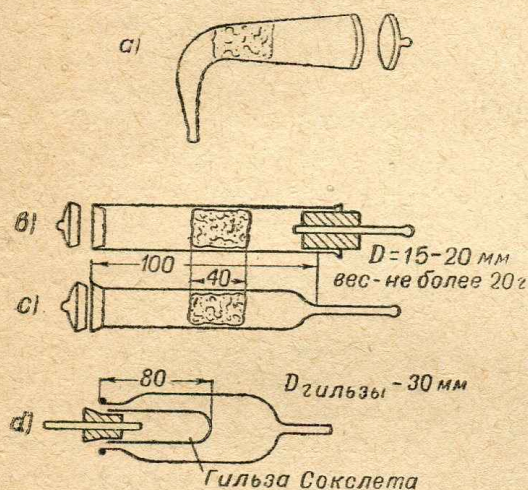
Другой новейший способ, также не требующий отделения пыли от воздуха, основан на уменьшении силы света при прохождении его через запыленную

среду. Измеряя при помощи фотоэлемента силу света от стандартного источника после прохождения луча через слой запыленного воздуха, можно сделать заключение о массовой концентрации пыли. Этот фотоэлектрический способ разрабатывается ныне в Ленинградском институте гигиены труда и техники безопасности.

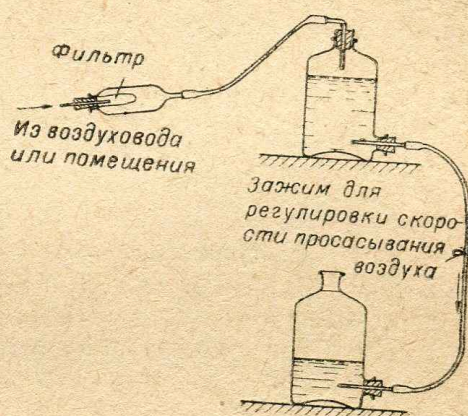
Таким образом все методы определения весового содержания пыли в воздухе можно разделить на:

- 1) прямые (отделение пыли от воздуха и весовое определение количества ее) и
- 2) косвенные (определение отделенной пыли объемным или нефелометрическим способом, а также способы определения без отделения пыли от воздуха).

Косвенные методы не настолько хорошо разработаны, чтобы их можно было широко применять к пыли различного рода. Широким распространением



Фиг. 57. Фильтрующие трубки для весового определения запыленности воздуха



Фиг. 58. Простейший аспиратор, смонтированный из двух бутылей

пользуются лишь прямые методы, легко применимые к любой пыли, вследствие чего мы описываем именно эти способы.

Сущность метода прямого весового определения заключается в протягивании определенного объема запыленного воздуха через ватный или какой-либо другой фильтр (фиг. 57). Количество задержанной фильтром пыли определяется по разности веса фильтра до и после протягивания запыленного воздуха.

Для отделения пыли от воздуха применяются, кроме хлопчатобумажной ваты, стеклянная, бумажные фильтры, гильзы Сокслета, сахарный песок, жидкие фильтры с применением дистиллированной воды и ряд других, менее распространенных способов.

Ватные фильтры длиной около 30—40 мм монтируются в стеклянных трубках, различные формы которых показаны на фиг. 57, а, б и с. Широкий конец трубок, через который входит запыленный воздух, прикрыт пришлифованной крышкой и открывается лишь при отсасывании воздуха.

Очень хорошей задерживающей способностью, большей, чем ватные фильтры, обладают гильзы Сокслета, смонтированные так, как показано на фиг. 57, d (по Пигулевскому¹).

Жидкие фильтры с применением воды для мучной пыли непригодны.

Подготовка к определению и самое определение количества пыли при пользовании ватными фильтрами ведутся следующим образом.

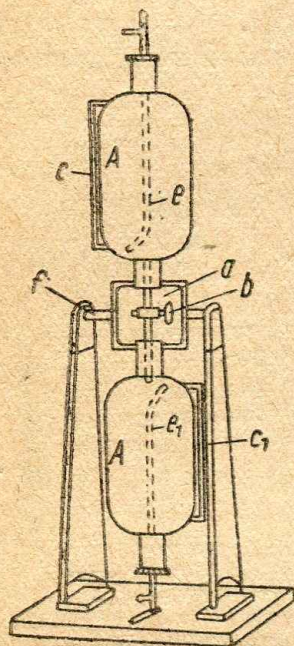
¹ Труды научно-исследовательской секции охраны труда Ленинградского ГОТ, 1927, стр. 267, ст. Козляевой Т. Н.

В чистую трубку закладывается комок гигроскопической ваты весом около 700—800 мг так, чтобы длина его в трубке составляла 30—40 мм.

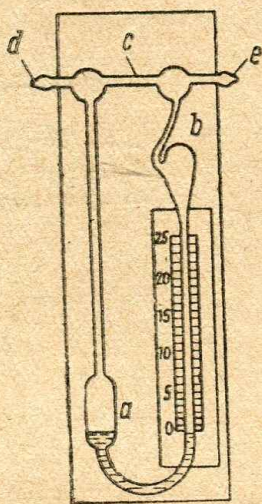
Плотность укладки ваты проверяется путем предварительного протягивания через нее чистого воздуха и определения сопротивления заложенного слоя ваты при соблюдении определенной скорости протягивания воздуха. Всеукраинский институт патологии и гигиены труда рекомендует установить сопротивление в 25—30 мм вод. ст. при скорости 4 л/мин. и 430 мм вод. ст. при скорости 10 л/мин.

Просасывание воздуха через фильтр может быть осуществлено простейшим аспиратором, схема которого изображена на фиг. 58. Нижняя бутылка может быть заменена обычным цилиндрическим оцинкованным ведерком, в которое

при перевозке вставляется верхняя бутылка. Ведро, снабженное дужкой и крышкой, удобнее системы двух бутылей для транспортирования к месту испытания.



Фиг. 59. Опрокидывающийся аспиратор



Фиг. 60. Простейший реометр

При частых и дальних перевозках удобно заменить бутылки двумя прямоугольными баками из оцинкованного железа, снабженными водомерными стеклами и кранами для регулирования скорости отсасывания.

Весьма удобен в обращении на месте испытания (но не в перевозке) опрокидывающийся аспиратор, изображенный на фиг. 59. Внутри каждого бака имеется вертикальная трубка, через которую вытесняется воздух из бака, находящегося в данный момент внизу. Баки соединены между собой

трубкой, имеющей кран для регулирования скорости просасывания воздуха. По наполнении нижнего бака, о чем можно судить по водомерному стеклу, аспиратор опрокидывается на горизонтальной оси, и отсасывание может продолжаться.

Скорость отсасывания и объем отсосанного воздуха можно определять по времени опорожнения баков, объем которых известен, и по количеству опрокидываний.

Отсасывание воздуха можно также производить обычным имеющимся в каждой лаборатории водоструйным насосом, любым всасывающим насосом поршневого типа и различными ротационными насосами.

Можно воспользоваться для этой пыли специальным пылесосом.

Измерение объема аспирируемого воздуха производится в этих случаях газовыми часами или реометром. Газовые часы, широко употребляемые и для других целей, не нуждаются в описании их здесь¹. Реометр (фиг. 60) представляет собой U-образную трубку, верхние концы которой соединены между собой горизонтальной трубкой, имеющей в середине сужение С (диафрагму). Окрашенная жидкость поднимается в правом колене тем выше, чем больше количество аспирируемого в единицу времени воздуха.

Шкала изготавливаемого реометра калибруется на основании показаний

¹ См., например, Бурштейн, Методы исследования аэрозолей, стр. 104, 1935 или Гродзовский, Анализ воздуха в промышленных предприятиях.

газовых часов, соединенных для этого последовательно с реометром. Показания реометра менее точны, чем показания газовых часов. Схема сборки всей аппаратуры в двух вариантах показана на фиг. 61.

Сопротивление ватного фильтра проверяется обычным микроманометром, присоединенным непосредственно за трубкой фильтра, между ним и аспиратором.

Предварительная проверка фильтра обязательна, ибо предупреждает возможности проскока пыли через плохо набитую вату, дает возможность вести все определения при одинаковых условиях в смысле степени набивки фильтра, способствует предварительному удалению волосков ваты, потеря которых при отборе пробы воздуха может отозваться на правильности показаний. Кроме того, предварительное просасывание позволяет проверить, возможно ли при данной набивке фильтра достигнуть той скорости, которая намечена для испытаний.

Проверенные таким образом фильтры высушиваются в термостате с температурой около 105° до постоянного веса, охлаждаются в эксикаторе (не менее 2 час.) и взвешиваются на аналитических весах. Окончательный вес сухих трубок фиксируется в журнале испытания.

Взвешенные трубки до производства отбора проб запыленного воздуха могут храниться в обычных, негерметических ящиках, но предохраненных от попадания наружной пыли. Желательно хранить трубки в вертикальном положении, узким концом вниз, с закрытыми крышками.

Отсасывание воздуха из мест, подлежащих исследованию, производится точно так же, как предварительное просасывание.

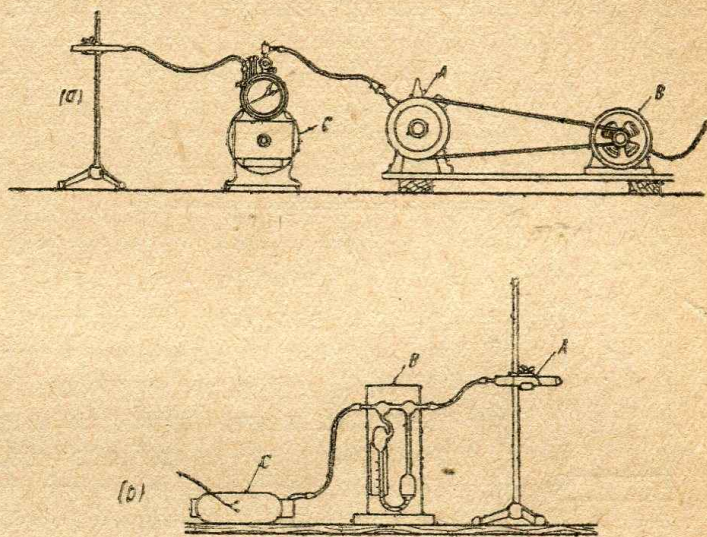
Количество воздуха, подлежащего фильтрованию, определяется степенью запыленности воздуха и должно быть тем больше, чем меньше запыленность. Во всяком случае количество пыли, удержанное фильтром, должно быть не менее 10 мг.

Всеукраинский институт зерна рекомендует в качестве проекта стандарта установить скорость отсасывания при работе с аспиратором, равную 4 л/мин., а при пользовании пылесосами — 10 л/мин.

Всасывающее отверстие фильтра должно быть расположено так, чтобы пыль не могла попадать в фильтр при бездействующем аспираторе или насосе.

Фильтрующие трубки с отделенной ими пылью закрываются крышками и укладываются в ящик для переноски в лабораторию, где они повторно в описанном уже порядке высушиваются до постоянного веса. Перед укладкой в сушильный шкаф, трубки необходимо тщательно обтереть снаружи для удаления осевшей на них пыли.

Весовая концентрация пыли в воздухе рассчитывается по привесу трубки, выраженному в миллиграммах, разделенному на количество аспирированного воздуха, выраженное в куб. метрах.



Фиг. 61. Схема сборки аппаратуры для весового определения запыленности воздуха (а — с применением газовых часов; б — с применением реометра)

Эта методика относится в своих деталях к определению запыленности воздуха в помещениях.

Кроме этого, наиболее распространенного метода можно отделять пыль от воздуха лабораторными электрофильтрами, сконструированными для этой цели рядом авторов¹, преимущественно американцами. Лабораторные электрофильтры наших конструкций находятся в стадии проверки в производственных испытаниях² (фильтр Предводителяева).

Для грубой сравнительной оценки запыленности различных помещений иногда применяют способ определения количества оседающей из воздуха пыли. Для этой цели на горизонтальных поверхностях, в местах, подлежащих исследованию, расстилают листы бумаги, на которую в течение известного времени оседает пыль. Площадь листа бумаги и время осаждения определяют, исходя из предварительной оценки запыленности, но так, чтобы количество

собранной пыли было не менее 5 г. Результаты исчисляются обычно в граммах за час на 1 м².

Способ этот весьма груб. Он учитывает только наиболее крупную пыль и может употребляться

только для ориентировочной сравнительной оценки при проведении определения в точно одинаковых условиях.

3. Сущность кониометрических методов определения запыленности воздуха. Число пылинок, проходящее за 1 см³ воздуха, определяемое кониометрическими методами, называют иногда в литературе объемной, или частичной, концентрацией пыли.

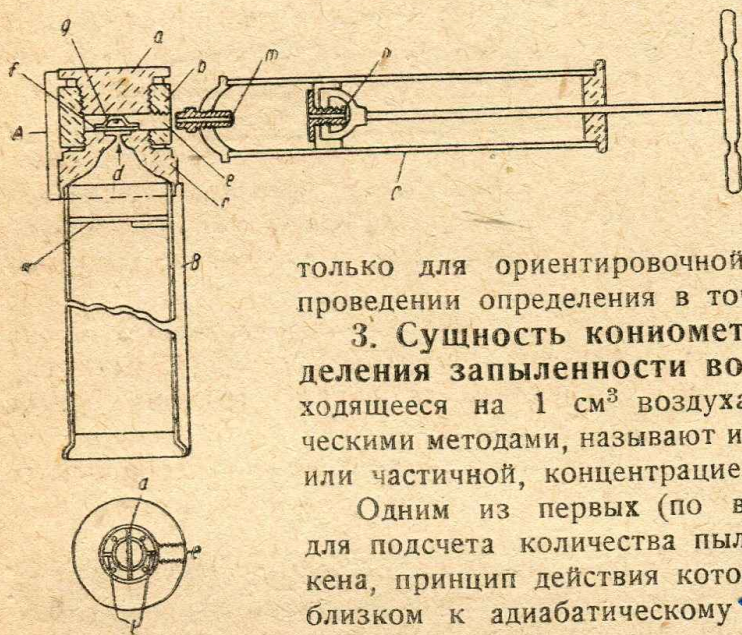
Одним из первых (по времени появления) приборов для подсчета количества пылинок является пылемер Айткена, принцип действия которого основан на мгновенном, близком к адиабатическому расширению воздуха в сосуде, наполненном увлажненным запыленным воздухом. Наступающее при таком расширении охлаждение ведет к конденсации влаги, причем ядрами конденсации служат преимущественно пылинки, взвешенные в испытуемом воздухе. Образовавшиеся в 1 см³ капли выпадают на пластину микрометра и подсчитываются при помощи простейшего микроскопа.

Прибор Айткена, существующий в нескольких конструктивных видоизменениях, не имеет сколько-нибудь широкого применения³.

Более распространен прибор Оуэнса, изображенный схематично на фиг. 62. Принцип действия этого прибора — тот же, что и в пылемере Айткена, но только капли, сконденсировавшиеся вокруг пылинок, не выпадают под действием своей тяжести, а, двигаясь в узкой щели со скоростью до 250 м/сек., ударяются о покрывное стеклышко и прилипают к нему.

Прибор Оуэнса состоит из трех основных частей: пылесборной головки А (фиг. 62), увлажнительной трубки В и насоса С.

Пылесборная головка составляется из трех, плотно соединенных между собой на нарезке и кожаных прокладках частей: из крышки а, кольца б



Фиг. 62. Прибор Оуэнса для определения числа пылинок, содержащихся в 1 см³ воздуха

¹ См., например, Бурштейн, Методы исследования аэрозолей, стр. 111, 1935, или Гродзовский, Анализ воздуха в промышленных предприятиях, стр. 223.

² Журнал прикладной физики, вып. 3, 1929, „Гигиена, безопасность и патология труда“, № 7, 1930.

³ Подробное описание можно найти в указанной ранее книге проф. Бурштейна (стр. 53—56).

с отверстием e для насоса и основания d , имеющего узкую щель шириной 100 μ и длиной 10 мм.

Когда пылесборная головка собрана, между основанием d и крышкой a образуется свободное цилиндрическое пространство высотой около 1 мм, служащее конденсационной камерой.

К основанию d снизу привинчивается увлажнительная трубка B , обложенная изнутри увлажненной фильтровальной бумагой, которая прижимается кольцевой пружиной k . Воздух в трубке B при обычной комнатной температуре увлажняется до необходимой степени насыщения в течение примерно полминуты.

Определение ведется следующим образом. На щель основания d накладывается покровное стеклышко, прижимаемое пружиной g , прикрепленной к крышке головки. Держа в одной руке насос, ввинченный в отверстие e , другой возможно быстрее вытаскивают шток поршня наружу. При этом влажный воздух, поступивший из трубки B через узкую щель основания d под покровное стеклышко, подвергается внезапному расширению, и капельки влаги, сконденсировавшиеся вокруг пылинок и ионов газа, ударяясь о покровное стеклышко, прилипают к нему.

Покровное стеклышко извлекается из головки и монтируется на предметном стекле так, чтобы не повредить пылинок (между стеклами прокладывается колечко тонкого картона); подсчет пылинок производится под микроскопом при помощи сетки окулярного микрометра¹. Количество пылинок относится к объему насоса в 50 см³.

Прибор Оуэнса портативен, прост в обращении, дает возможность, кроме подсчета числа пылинок, определять размеры и изучать строение частиц пыли. Эти преимущества вызвали достаточно широкое применение прибора Оуэнса в санитарной практике.

Одним из недостатков этого прибора является невозможность применять его в тех случаях, когда в пыли имеются частицы размером свыше 100 μ , могущие забить щель камеры.

Прибором, сходным с пылемером Оуэнса, является кониометр Котце. В этом приборе испытуемый воздух входит с большой скоростью в трубку диаметром 570 μ и по выходе из нее ударяется о стеклянную пластинку, смазанную тонким слоем вазелина. Липкая поверхность стекла задерживает пылинки, число которых подсчитывается под микроскопом.

Кониометр Котце у нас в Союзе не распространен, вследствие чего от детального описания его конструкции и методов работы с ним мы воздерживаемся².

4. Исследование собственно пыли. Физическое исследование пыли может интересовать нас с точки зрения особенностей строения пылинок, их формы (морфология пыли) и размеров (микрометрия пыли).

Морфологические особенности важны для суждения о степени вредности того или иного вида пыли, о характере частиц, удаляемых аспирацией из той или иной машины, а также для косвенных суждений на основании этого о химическом составе пыли, о ее ценности.

Морфологические особенности обычно изучаются под микроскопом, позволяющим различать частицы размером до 0,2 μ . Для исследования частиц меньших размеров нужен ультрамикроскоп, дающий возможность наблюдать частицы размером до 0,001 μ .

При изучении морфологических особенностей пыли необходимо начинать с малых увеличений (50—100—250 раз), чтобы, рассмотрев общий характер пыли, постепенно переходить к большим увеличениям.

Фиксация формы и особенностей строения производится зарисовкой от

¹ Детали методики подсчета см. у Гродзовского, стр. 235—238.

² Описание и методику работы см. в журн. „Гигиена и эпидемиология“, ноябрь 1927 г., а также в указанных выше книгах проф. Бурштейна (стр. 67—70) и Гродзовского (стр. 239—243).

руки или при помощи рисовальных приборов, а также микрофотографированием.

Определение размеров частиц пыли может быть произведено одним из трех способов: 1) при помощи микроскопа, 2) отсеиванием на наборе сит и 3) методом осаждения.

Определение размеров частиц под микроскопом может быть произведено также тремя путями:

1) измерением мнимого изображения частиц окулярным микрометром или микрометрическим окуляром;

2) измерением микрофотографического изображения, заснятого одновременно с масштабом или при заранее точно установленном увеличении;

3) измерением проекции пылинок на экран или матовое стекло; для проекции может быть использован любой микроскоп и фотокамера или даже сильный проекционный фонарь.

Однако такое определение размеров отдельных частиц не может дать представления о составе массы пыли по крупноте ее и о количестве частиц того или иного размера, что иногда необходимо для заключения о работе пылеотделителей.

В этих случаях приходится прибегать к ситовому анализу (гранулометрическому). Результаты этого анализа нагляднее всего выражаются кривой крупноты (кумулятивной кривой), изображенной на фиг. 41. Методика проведения этих анализов точно такая же, как и употребляемая для муки, с той лишь разницей, что для тонкой пыли необходимо в наборе сит предусмотреть возможно большее число густых номеров (№ 13, 14, 15 и гуще) и в соответствии с этим увеличить длительность просеивания не менее чем до 10 мин.

Определение состава пыли по крупноте при помощи сит страдает тем недостатком, что анализ мелких фракций (размером менее 75μ) невозможен, несмотря на то что они составляют основную массу некоторых родов мучной пыли.

Способом осаждения пыли в вязкой среде можно получить разделение массы пыли на любое количество мелких фракций с определением процентного отношения каждой.

Осаждение минеральной пыли можно вести в воде; для мучной пыли, частицы которой изменяют свои размеры в воде, определение следует вести в хлороформе, бензоле или других жидкостях, не действующих на крахмал.

Для определения состава пыли по крупноте методом осаждения необходим стеклянный цилиндр, в котором энергичным взбалтыванием взмучивается в жидкости навеска исследуемой пыли.

Полученная суспензия оставляется в течение измеряемого периода времени (t сек.) в покое. За это время на дне цилиндра появляется заметный осадок, отделенный от суспензии достаточно хорошо различимой поверхностью. Неосевшие фракции вместе с жидкостью осторожно переливаются при помощи сифона в другой цилиндр, где отстаивание после вторичного легкого взбалтывания продолжается, а осевшая фракция высушивается и взвешивается для определения процентного содержания ее в навеске.

Среднюю величину частиц осевшей фракции можно определить на основании соображений, приведенных в § 11, а именно по ф-ле (11—7) по Стоксу, определяющей скорость падения частиц в вязкой среде:

$$v = 0,0555 \frac{\gamma_n - \gamma_c}{\mu} d^2 \text{ м/сек.}$$

Решая это уравнение относительно d и подставляя вместо $v = \frac{h}{t}$, где h — высота столба жидкости в цилиндре, получим средний размер частиц осаждаемой фракции:

$$d = 4,24 \sqrt{\frac{\mu h}{t(\gamma_n - \gamma_c)}}.$$

Точно так же производится определение крупноты частиц остальных фракций, причем время осаждения последовательно увеличивается.

Желая получить средние размеры фракций, кратные 10 или 25 μ , заранее вычисляют по приведенной формуле время t для данной высоты жидкости в цилиндре, которую поддерживают постоянной для всех фракций. Тот же результат в этом отношении можно получить, изобразив результаты анализа при любых d в виде кривой, подобной представленной на фиг. 41.

Вязкость (μ), выраженная в центипуазах, равна:

| | При 20° | При 30° |
|--------------------------|---------|---------|
| Для терпентина | 1,6 | 1,4 |
| „ воды | 1,0 | 0,85 |
| „ бензола | 0,66 | 0,57 |
| „ толуола | 0,62 | 0,55 |
| „ хлороформа | 0,58 | 0,52 |
| „ сероуглерода | 0,37 | 0,35 |
| „ ацетона | 0,33 | 0,30 |
| „ эфира | 0,23 | 0,21 |

Количество центипуаз для перевода в единицы $\text{кг} \times \text{сек}/\text{м}^2$ нужно в соответствии с изложенным в § 9 разделить на 9810.

Метод осаждения может быть, конечно, применен также для анализа тонкой муки.

Химическое исследование пыли может интересовать нас с точки зрения определения содержания, например, в элеваторной или мельничной пыли, количества органических частиц.

В отношении количества пылинок это может быть, хотя и с небольшой точностью, проделано путем подсчета частиц при помощи окулярного микрометра. В весовом отношении представление о соотношении между минеральной и органической составляющими может дать определение зольности пыли. При рассмотрении результатов, особенно при небольшой зольности пыли, необходимо учитывать зольность органической составляющей.

Методы химического анализа пыли не отличаются от общих методов анализа зерна и муки, вследствие чего мы считаем излишним задерживаться на их изложении.

Бактериологическое исследование пыли может интересовать нас в отношении наличия в пыли грибков и плесени, бацилл картофельной болезни и других нежелательных микроорганизмов.

Для отбора проб из помещений или воздухопроводов пыль осаждают просасыванием воздуха через U-образную или другой формы трубку, наполненную сахарным песком или серноокислым натрием.

Способ отсасывания может быть применен тот же, который указан при изложении гравиметрического определения запыленности воздуха. Фильтрующее вещество после этого растворяют в стерильной воде и засевают на питательную среду.

Во всех указанных отношениях элеваторная и мельничная пыль изучены пока относительно мало.

ЭЛЕМЕНТЫ ТЕОРИИ ВОЗДУШНЫХ ПОТОКОВ И ПРОМЫШЛЕННОЙ АЭРОДИНАМИКИ

Расчет сети вентиляционных воздуховодов состоит в основном в определении таких размеров поперечных сечений, которые обеспечивали бы удаление или подачу заданного количества воздуха во всех конечных точках сети.

При определении размеров сечения воздуховодов должно быть учтено 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, вовлекающихся в воздушные потоки.

В соответствии с этим методом расчета вентиляционной сети мы посылаем элементы теории воздушных потоков и промышленной аэродинамики, без знания которых расчет сети из творческой работы превращается в механическое повторение данной „рецептуры“ расчета.

§ 15. ОСНОВНЫЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ

Методы расчета вентиляционной сети основаны на выводах теоретической гидродинамики и гидравлики, опирающейся на экспериментальные данные. Под жидкостью, изучаемой гидродинамикой и гидравликой, разумеются, обычно в широком смысле, как капельные жидкости, так и газы, т. е. в частном и наиболее распространенном случае — воздух.

Теоретическая гидродинамика, основанная в середине 18-го столетия Леонардом Эйлером и Даниилом Бернулли, изучала идеальные жидкости, т. е. совершенно несжимаемые, абсолютно подвижные, не обладающие вязкостью, характеризующиеся отсутствием трения на поверхностях соприкосновения с другими телами и в природе не наблюдающиеся.

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

С развитием авиации изучение движения воздуха в различных условиях и действие его на тела, с ним соприкасающиеся, настолько продвинулось вперед трудами Прандтля, Жуковского и др., что образовалась самостоятельная наука аэродинамика.

Под промышленной аэродинамикой мы понимаем отрасль аэродинамики, изучающую движение воздуха в условиях встречающихся на промышленных предприятиях, исследующую действие тел на воздушные потоки и действие воздуха на тела, им обтекаемые. Эта отрасль аэродинамики носит еще экспериментальный характер, ибо она начала развиваться лишь в течение нескольких последних лет.

Сложности экспериментального исследования пространственных потоков воздуха в значительной мере облегчаются введением ряда вспомогательных

теоретических образов аэродинамики (линия тока, трубка тока, струйка потока и т. п.). Эти понятия позволяют образно представить картину сложных трехмерных потоков и сводить их зачастую к рассмотрению потока, имеющего одно измерение.

Линией тока называется такая линия (AB на фиг. 63), касательные к которой в любых точках совпадают с направлением скоростей в этих же точках. Линия тока может быть проведена через любую точку пространства, занятого потоком, и представляет собой картину скоростей, соответствующую какому-то данному моменту времени.

Трубка тока образуется линиями тока, проведенными через все точки какого-либо малого замкнутого контура.

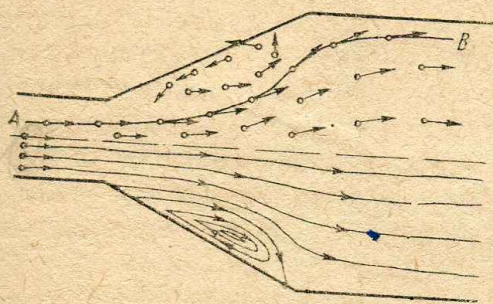
Ниткой тока является жидкость, протекающая внутри трубки тока.

Последовательные во времени положения частицы жидкости образуют траекторию ее.

Траектории, проведенные через все точки какого-либо малого замкнутого контура (B на фиг. 64), образуют трубку траекторий. Стенки этой трубки следует представлять себе жесткими, как бы отвердевшими, непроницаемыми, но без трения для текущей внутри жидкости.

Стружкой потока называется жидкость, протекающая внутри трубки траекторий (фиг. 64).

Линия тока не совпадает в общем случае движения с траекторией частицы, ибо,



Фиг. 63. Линии тока



Фиг. 64. Трубка траекторий и струйка потока

вообще говоря, направление и величина скоростей в любой точке потока не всегда постоянны во времени.

Установившимся движением является такое, при котором в каждой данной точке потока скорость по направлению и величине, давление, плотность и другие величины постоянны во времени и могут изменяться лишь при переходе частицы жидкости из одного положения в другое.

Для случая установившегося движения линии тока совпадают с траекториями, и понятия о трубке и нитке тока являются идентичными понятиям о трубке траекторий и стружке потока.

Для этого случая траектории и формы струек потока могут быть зафиксированы мгновенной фотографией потока, в который для видимости введены посторонние вещества: в случае воздуха — обычно дым, в случае воды — анилиновые краски, марганцовокислый калий, угольная пыль, блески алюминия и т. п.

Важнейшие законы природы — законы сохранения материи и энергии — в применении к стружке жидкости дают основные уравнения всей аэродинамики, а именно: первый — уравнение неразрывности струи и второй — уравнение Бернулли.

§ 16. УРАВНЕНИЕ НЕРАЗРЫВНОСТИ СТРУИ

При установившемся движении форма траекторий, образующих стенки элементарной струйки, не изменяется с течением времени, вследствие чего и вся струйка потока в этом случае имеет не изменяющуюся во времени форму.

Возьмем какую-либо стружку потока и рассмотрим отрезок ее между двумя сечениями A и B (фиг. 64), нормальными к оси трубки.

Если в сечение A входит масса жидкости m_1 , то, несмотря на то что в сечении B может быть другая скорость потока, выходящая из него масса m_2 по закону сохранения материи должна быть равна m_1 , т. е.

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

Действительно, при установившемся движении в любом отрезке трубки не может происходить ни накопления, ни убывания массы, ибо при неизменяемой во времени форме трубки это привело бы к изменению давления внутри трубки, 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 , равен по положению, высказанному впервые в XVII в. итальянцем Кастелли:

$$q_1 = f_1 v_1.$$

Масса жидкости, протекающей за секунду через то же сечение, выраженная через плотность ρ , равна

$$m_1 = \rho_1 f_1 v_1.$$

Для сечения B

$$m_2 = \rho_2 f_2 v_2.$$

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

$$\rho_1 f_1 v_1 = \rho_2 f_2 v_2 = m = \text{const.} \quad (16-1)$$

В данном случае уравнение неразрывности выражено постоянством массовых расходов жидкости. Уравнение это можно выразить постоянством весовых расходов, учитывая, что

$$\rho_1 = \frac{\gamma_1}{g} \text{ и } \rho_2 = \frac{\gamma_2}{g},$$

в следующем виде:

$$\gamma_1 f_1 v_1 = \gamma_2 f_2 v_2 = G = \text{const.} \quad (16-2)$$

Поскольку в § 7 было указано, что для обычной вентиляционной сети с давлением ± 200 мм вод. ст., с небольшими колебаниями температур в пределах 20° можно считать с достаточной для практических целей точностью $\gamma = \text{const}$, постольку уравнение неразрывности можно для этого случая, как для несжимаемых жидкостей, выразить постоянством объемных расходов:

$$f_1 v_1 = f_2 v_2 = q = \text{const.} \quad (16-3)$$

Несоблюдение условия постоянства притекающих и вытекающих объемов ведет к возникновению разрывов внутри несжимаемой жидкости, наблюдаемых, например, в центробежных насосах, обычно называемых кавитацией.

В последнем виде уравнение неразрывности, будучи распространенным с отдельной струйки на все сечение воздуховода, обычно применяется при расчетах вентиляционной сети.

§ 17. УРАВНЕНИЕ БЕРНУЛЛИ И ЕГО ЗНАЧЕНИЕ В ВЕНТИЛЯЦИОННОЙ ТЕХНИКЕ

1. Уравнение в общей форме. Из всех возможных способов наиболее наглядно и просто может быть получено уравнение Бернулли непосредственно из закона сохранения энергии.

Вывод Барнулли вполне точен лишь для элементарной струйки потока идеальной тяжелой жидкости при установившемся движении ее.

Проведем в такой струйке два плоских, нормальных к оси трубки, сечения 1 и 2 (фиг. 65), во всех точках которых скорость постоянна.

За время в dt сек. при массовом расходе m через сечение 1 пройдет масса жидкости

$$mdt = \rho_1 f_1 v_1 dt.$$

По уравнению неразрывности струи

$$\rho_1 f_1 v_1 dt = \rho_2 f_2 v_2 dt.$$

Точно так же должны быть равны и количества энергии, вносимой через сечение 1 и выходящей через сечение 2.

Через сечение 1 в трубку вносится энергия, состоящая из следующих видов ее, выраженных в килограммометрах.

1) Потенциальной энергии веса поступающей жидкости, равного $mgdt$. Для сравнения запасов этой энергии в сечениях 1 и 2 будем отсчитывать высоту центров тяжести их от какой-то условной нивеллирной плоскости MN .

Если нивеллирная высота для сечения 1 равна z_1 (фиг. 68), то в данное сечение вносится потенциальная энергия веса, равная $z_1 mgdt$.

2) Потенциальной энергии давления жидкости, лежащей справа от сечения 1 (p_1), действующего на сечение f_1 . Произведение из полной силы давления $p_1 f_1$ на путь $v_1 dt$ даст работу давления частиц жидкости, лежащих справа от сечения 1, т. е. $p_1 f_1 v_1 dt$.

Выразим этот вид энергии, как и предыдущий, через массовый расход. Для этого умножим и разделим полученное выражение на плотность ρ_1 :

$$\frac{p_1}{\rho_1} \rho_1 f_1 v_1 dt = \frac{p_1}{\rho_1} mdt.$$

3) Кинетической энергии массы mdt , поступающей в сечение 1 со скоростью v_1 . Энергия эта равна $\frac{mdt v_1^2}{2}$.

Для идеальной жидкости полная энергия, поступившая в трубку через сечение 1, определяется суммой трех приведенных видов энергии.

По закону сохранения энергии полная энергия струйки для сечения 2 должна равняться величине суммы для сечения 1, т. е.

$$z_1 mgdt + \frac{p_1}{\rho_1} mdt + \frac{v_1^2}{2} mdt = z_2 mgdt + \frac{p_2}{\rho_2} mdt + \frac{v_2^2}{2} mdt. \quad (17-1)$$

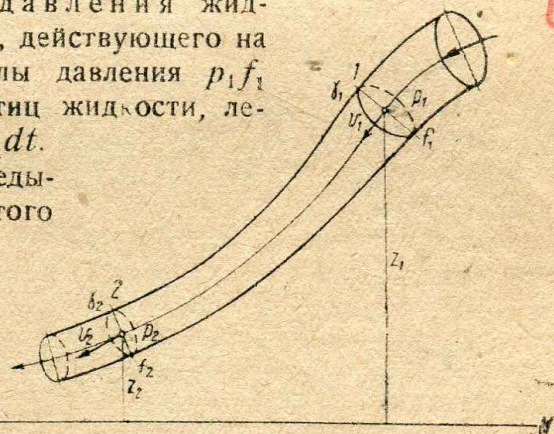
Для того чтобы получить величину запаса энергии в 1 кг текущей жидкости, разделим все члены уравнения на весовой расход за время dt , т. е. на величину $mgdt$. Тогда получим

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho_1 g} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho_2 g} + \frac{v_2^2}{2g}$$

или, учитывая, что $\rho g = \gamma$,

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma_1} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma_2} + \frac{v_2^2}{2g}. \quad (17-2)$$

Как ясно из приведенных рассуждений, все члены уравнения Барнулли представляют собой энергию, выраженную в килограммометрах (ур-ние 17-1),



Фиг. 65. К уравнению Д. Барнулли

но так как энергия в ур-нии (17—2) отнесена к весу жидкости, то размерность всех членов превратилась в линейную (метры), и члены ур-ния (17—2) представляют собой величину высот, именуемых обычно следующим образом.

z — нивеллирная высота;

$\frac{p}{\gamma}$ — пьезометрическая высота;

$\frac{v^2}{2g}$ — скоростная высота.

Сумма всех высот, как и сумма всех видов энергии, остается по уравнению Бернулли постоянной для всех сечений струйки.

Это — одна из формулировок уравнения Бернулли для идеальной жидкости.

Для случая газов, т. е. для реальной упругой жидкости, текущих в трубке траекторий с абсолютно теплонепроницаемыми стенками, данными тремя видами энергии, полный запас ее не исчерпывается. Приведенные в ур-нии (17—1) суммы правой и левой частей уравнения должны быть для этого случая дополнены величиной внутренней энергии, которая может не быть постоянной для всех сечений трубки (изменение давления, температуры).

Если внутренняя энергия газа, поступающего в сечение 1, равна $U_1 \frac{\text{кал}}{\text{кг}}$, то для веса $mgdt$ запас энергии в калориях будет равен $U_1 mgdt$, а в килограммметрах $\frac{U_1}{A} mgdt$, где A — механический эквивалент тепла в кал/кгм.

Для реальной жидкости неизбежны также потери, вызываемые сопротивлением движению. Характер и величина этих сопротивлений будут рассмотрены ниже.

Если в границах отрезка трубки 1—2 происходит потеря P кгм энергии, то сумма энергии, поступившей через сечение 1, должна быть равна сумме энергии, выходящей через сечение 2, увеличенной на P кгм.

Следовательно, в общем виде для реальной жидкости ур-ние (17—1) должно быть написано следующим образом:

$$\begin{aligned} z_1 mgdt + \frac{p_1}{\rho_1} mdt + \frac{v_1^2}{2} mdt + \frac{U_1}{A} mgdt = \\ = z_2 mgdt + \frac{p_2}{\rho_2} mdt + \frac{v_2^2}{2} mdt + \frac{U_2}{A} mgdt + P. \end{aligned} \quad (17-3)$$

Уравнение (17—2), если через ψ обозначить потери, отнесенные к 1 кг текущей жидкости, получит при этом такой вид:

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma_1} + \frac{v_1^2}{2g} + \frac{U_1}{A} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma_2} + \frac{v_2^2}{2g} + \frac{U_2}{A} + \psi. \quad (17-4)$$

Член ψ представляет собой так называемую высоту потерь и обычно называется добавочным членом уравнения.

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

2. Уравнение Бернулли в применении к вентиляционным воздуховодам. Хотя уравнение Бернулли строго справедливо только для струйки потока, все же с достаточной для практических целей точностью его обобщают на весь воздушный поток, текущий, например, в вентиляционном воздуховоде.

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

1) значение нивеллирной высоты z для большинства воздуховодов превращается в нуль, ибо потенциальная энергия веса воздуха, окруженного воздушной средой такой же плотности, равна нулю;

2) поскольку в соответствии с данными § 6 мы принимаем для обычных вентиляционных сетей $\gamma = \text{const}$, постольку в ур-нии (17—4)

$$\gamma_1 = \gamma_2 = \gamma;$$

3) если $\gamma = \text{const}$, то воздух, не имея возможности изменить своего объема, не может также изменять своей внутренней энергии, т. е.

$$U_1 = U_2.$$

Учитывая это, мы можем написать уравнение в следующей частной форме:

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + \psi. \quad (17-5)$$

Размерность всех членов этого уравнения, как и ур-ния (17—4), линейная (метры), ибо сумма энергии в данном случае отнесена к 1 кг воздуха.

Для расчета вентиляционных воздухопроводов при $\gamma = \text{const}$ удобнее применять такой вид уравнения Бернулли, в котором энергия отнесена не к 1 кг, а к 1 м³ воздуха. Для этого достаточно все члены ур-ния (17—5) умножить на γ (кг/м³). При этом получаем уравнение

$$p_1 + \frac{\gamma v_1^2}{2g} = p_2 + \frac{\gamma v_2^2}{2g} + \gamma \psi, \quad (17-6)$$

все члены которого имеют размерность давления, выраженного в кг/м² или, как известно из § 6, в мм вод. ст. Если потери отсутствуют или ничтожны по своей величине, то уравнение обычно пишут без члена потерь:

$$p_1 + \frac{\gamma v_1^2}{2g} = p_2 + \frac{\gamma v_2^2}{2g}. \quad (17-7)$$

Уравнение Бернулли, представленное выражением (17—6), наряду с уравнением неразрывности струи, является основой всех методов расчета вентиляционных сетей.

Каждый из членов этого уравнения представляет собой важнейшие в вентиляционной технике понятия, а именно:

✓ p — статическое давление в мм вод. ст.;

$\frac{\gamma v^2}{2g}$ — динамический, или скоростной, напор в мм вод. ст.;

$p + \frac{\gamma v^2}{2g} = p_0$ — полное (общее) давление в мм вод. ст.;

$\gamma \psi$ — потери напора в мм вод. ст.

Еще раз подчеркиваем, что статическое давление характеризует собой потенциальную энергию давления потока, а динамический напор — кинетическую энергию массы потока.

В соответствии с этим необходимо четко усвоить, что полное давление, характеризующее собой полную энергию потока, всегда больше статического. Разность между полным и статическим давлением ($p_0 - p$) всегда положительная и равна динамическому напору.

Положение это одинаково справедливо как для нагнетающего, так и для всасывающего воздуховода.

В ур-нии (17—6) величины p_1 и p_2 выражают собой статические давления, в то время как величины $\frac{\gamma v_1^2}{2g}$ и $\frac{\gamma v_2^2}{2g}$ представляют собой избыточное давление, т. е. напор.

Практически удобнее, чтобы все члены уравнения Бернулли были однородны в этом отношении и представляли собой избыточное давление.

Вычитая из правой и левой частей ур-ния (17—6) величину атмосферного давления p_a ,

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

мы не нарушим равенства и можем написать уравнение в следующем виде:

$$H_{cm_1} + \frac{\gamma v_1^2}{2g} = H_{cm_2} + \frac{\gamma v_2^2}{2g} + H_{nm}, \quad (17-8)$$

где H_{cm} — статический напор в мм вод. ст.;

H_{nm} — потерянный напор в мм вод. ст.

Обозначая динамический напор в мм вод. ст. через

$$H_d = \frac{\gamma v^2}{2g} = \frac{\rho v^2}{2},$$

можно представить ур-ние (17—8) в такой форме:

$$H_{cm_1} + H_{d_1} = H_{cm_2} + H_{d_2} + H_{nm}. \quad (17-9)$$

Сумма статического и динамического напора обычно называется общим, или полным, напором H_o :

$$H_o = H_{cm} + H_d. \quad (17-10)$$

В соответствии с этим ур-ние (17—8) можно написать следующим образом:

$$H_{o_1} = H_{o_2} + H_{nm} \quad (17-11)$$

или

$$H_{o_1} - H_{o_2} = H_{nm}. \quad (17-12)$$

Последнее уравнение указывает на то, что разность полных напоров в двух сечениях воздушного потока равна величине потерь.

Следует усвоить эту формулировку уравнения Бернулли, ибо иногда впадают в ошибку, считая величиной потерь разность статических напоров, не смотря на то что скорости в рассматриваемых сечениях различны.

Приведенная выше формулировка относится, конечно, к воздушному потоку, между двумя сечениями которого энергия воздуху не подводится извне.

При наличии между первым и вторым рассматриваемыми сечениями вентилятора, сообщающего воздушному потоку дополнительный запас энергии H_s , ур-ние (17—9) нужно написать в следующем виде:

$$H_{cm_1} + H_{d_1} + H_s = H_{cm_2} + H_{d_2} + H_{nm} \quad (17-13)$$

или

$$H_{o_1} + H_s = H_{o_2} + H_{nm}, \quad (17-14)$$

откуда

$$H_{o_2} - H_{o_1} = H_s - H_{nm}. \quad (17-15)$$

Величина изменения общего напора для данных двух сечений потока

$$H_u = H_s - H_{nm} \quad (17-16)$$

представляет собой прирост или потерю напора в зависимости от соотношения между величинами H_{nm} и H_s .

Таким образом уравнение Бернулли может быть сформулировано также следующим образом. Разность полных напоров двух сечений воз-

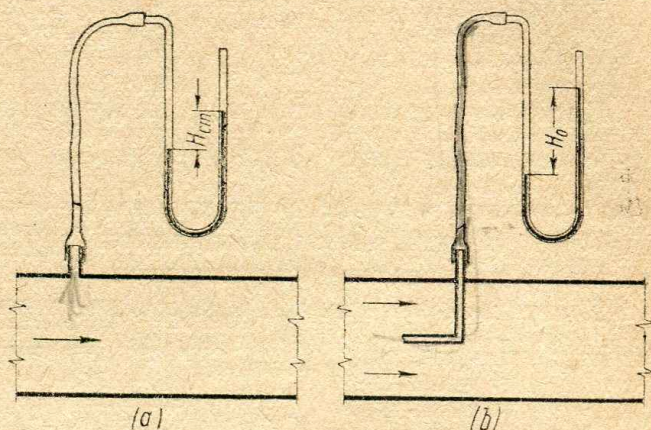
душного потока равна приросту или потере запаса энергии в 1 м^3 воздуха.

В качестве одного из примеров применения уравнения Бернулли к вопросам вентиляционной техники рассмотрим метод измерения общего напора в воздушном потоке.

Под общим напором, как было указано выше, мы понимаем сумму статического и динамического напоров (алгебраическую, конечно, ибо статический напор может иметь отрицательную величину).

✓ Статическим давлением для воздуха, находящегося в покое (например в баллоне), или для неподвижного атмосферного воздуха называется предел отношения между нормальной к данной поверхности силой и элементарной площадкой этой поверхности.

Для атмосферного воздуха статическое давление уменьшается, как известно, с увеличением высоты над уровнем моря. Для воздушного потока в трубе обычных размеров и относительно небольшой высоты статическое давление во всех точках поперечного сечения, нормального к линиям тока, можно считать вполне постоянным.



Фиг. 66. Схема измерений статического и общего напоров

Статическое давление в воздушном потоке следует, строго говоря, представлять себе, как давление на поверхность бесконечно малой твердой частицы, которая, находясь во взвешенном состоянии, движется со скоростью, точно равной скорости воздушного потока.

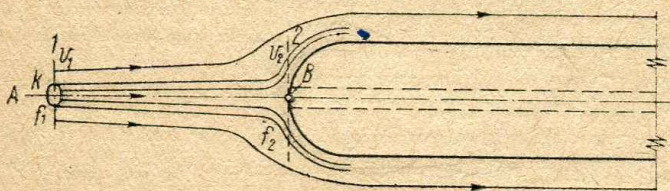
Поскольку измерить давление на поверхности взвешенной в потоке и движущейся с ним частицы практически не удастся, постольку статическое давление в воздуховоде обычно измеряется как давление на стенку трубы.

В стенке канала, ограничивающего воздушный поток, делается отверстие (фиг. 66, а), к которому резиновой трубкой присоединяется водяной или спиртовой манометр, употребляющийся обычно для измерения относительно небольших давлений в вентиляционных воздуховодах. Разность уровней, отмеченная на фиг. 66, а, указывает величину статического напора.

Неизбежная погрешность такого метода определения статического напора весьма ничтожна для употребительных в вентиляционных установках скоростей воздуха, если ось отверстия перпендикулярна оси трубы, края отверстия чисто обработаны и поверхность трубы в области, непосредственно примыкающей к отверстию, перед ним и за ним вполне гладкая.

Общий напор (фиг. 66, б) измеряется таким же способом, но трубкой, согнутой так, чтобы ось отверстия была параллельна оси трубы и самое отверстие было направлено против скорости потока. Метод этот был применен впервые Пито (1733 г.), именем которого названы подобные измерительные приборы. Разность уровней в этом случае указывает величину общего напора.

Действительно, возьмем линию тока AB (фиг. 67), которая подходит к закругленному носику трубки Пито по нормали, и очертим вокруг нее, как вокруг оси, бесконечно малый контур K , чтобы получить элементарную струю потока.



Фиг. 67. Критическая точка нулевой скорости у носика трубки Пито

Такая струйка по мере приближения к носику трубки будет, как показано на фиг. 67, расширяться и после соприкосновения с трубкой 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 трубки может быть написано следующим образом:

$$f_1 v_1 = f_2 v_2$$

или

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{f_1}{f_2}.$$

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:

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

При $v_2 = 0$ для точки B

$$p_2 = p_1 + \frac{\gamma v_1^2}{2g}. \quad (17-17)$$

Давление в критической точке равно, следовательно, полному давлению в сечении 1.

Так как на открытый конец U-образной трубки манометра действует атмосферное давление, то разность уровней жидкости укажет величину общего напора:

$$H_o = H_{cm} + H_o.$$

Измерив величины статического и общего напора, мы можем найти величину динамического напора, как разность

$$H_d = H_o - H_{cm} = \frac{\gamma v^2}{2g} \text{ мм вод. ст.} \quad (17-18)$$

По величине динамического напора можно определить скорость потока:

$$v = \sqrt{\frac{2gH_d}{\gamma}} = 4,43 \sqrt{\frac{H_d}{\gamma}}. \quad (17-19)$$

Для стандартного воздуха

$$v = 4,43 \sqrt{\frac{H_d}{1,2}} = 4,04 \sqrt{H_d}. \quad (17-20)$$

Для практических целей обычно пользуются выражением:

$$v = 4 \sqrt{H_d} \text{ м/сек.} \quad (17-21)$$

Погрешность этого выражения для воздуха по состоянию, близкому к стандартному, как видно из сравнения его с выражением (17-20), весьма невелика, но вполне точно оно лишь только для $\gamma = 1,23 \text{ кг/м}^3$.

В общем виде следует написать:

$$v = K \sqrt{H_0}, \quad (17-22)$$

где K — коэффициент, зависящий от давления, температуры и влажности воздуха:

$$K = 4,43 \sqrt{\frac{1}{\gamma}}$$

В соответствии с выражением (17—21) величину динамического напора для состояний воздуха, близких к стандартным, принимают часто равной

$$H_0 = \left(\frac{v}{4}\right)^2. \quad (17-23)$$

С погрешностью до $\pm 5\%$ выражения (17—21) и (17—23) могут применяться для воздуха любой влажности в интервале температур от -10 до $+35^\circ$.

Для определения величины динамического напора по заданной скорости и наоборот можно пользоваться соединенной шкалой, представленной на фиг. 189.

3. Применение уравнения Бернулли к анализу распределения напоров в вентиляционных воздуховодах. Уравнение Бернулли, написанное для двух сечений воздуховода, из которых для одного общий напор известен, дает возможность определить величины напоров для второго сечения и проанализировать, таким образом, распределение напоров по всей вентиляционной сети.

Приведем пример такого применения уравнения Бернулли, попутно выяснив важный вопрос об изменении напоров вдоль оси воздуховода.

На фиг. 68 показан вентилятор с присоединенными к нему всасывающим и нагнетающим воздуховодами. Для первого примера рассмотрим распределение напоров в этих воздуховодах, предполагая потери отсутствующими и сечение воздуховодов постоянным по всей длине (ур-ние 17—7).

Как и в примере с трубкой Пито, возьмем два сечения воздушного потока: 1 и 2, из которых первое находится на достаточно большом расстоянии от устья трубы, в соответствии с чем скорость воздуха в нем близка или равна нулю.

Уравнение Бернулли без потерь:

$$p_1 + \frac{\gamma v_1^2}{2g} = p_2 + \frac{\gamma v_2^2}{2g}, \quad (17-7)$$

может быть написано с заменой давлений (p_1 и p_2) напорами:

$$H_{ст1} + \frac{\gamma v_1^2}{2g} = -H_{ст2} + \frac{\gamma v_2^2}{2g},$$

где минус перед $H_{ст2}$ обозначает наличие разрежения во всасывающей трубе.

Так как сечение 1 взято в атмосфере, то $H_{ст1} = 0$; точно так же и $\frac{\gamma v_1^2}{2g} = 0$, ибо по условию расположения сечения 1 $v_1 = 0$. Следовательно, общий напор в сечении 2

$$H_{02} = -H_{ст2} + \frac{\gamma v_2^2}{2g} = 0, \quad (17-24)$$

и статический напор, в данном случае разрежение, равен

$$-H_{ст2} = -\frac{\gamma v_2^2}{2g}, \quad (17-25)$$

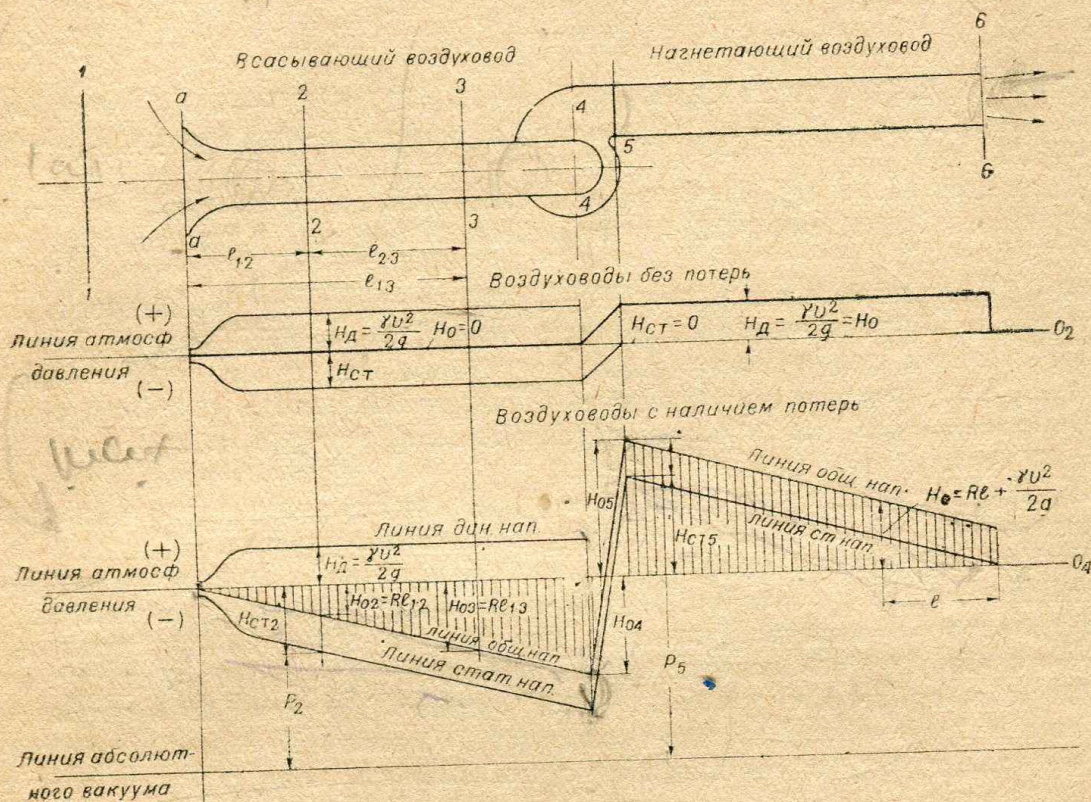
т. е. динамическому напору.

На фиг. 68 начерчены для этого случая кривые напоров, отсчитываемых от линии атмосферного давления O_1O_2 .

Динамический напор по своей физической сущности является всегда положительной величиной. В соответствии с этим он отложен вверх от линии атмосферного давления.

Статический напор, в данном случае отрицательный, может быть назван статическим разрежением и отложен вниз от линии O_1O_2 . По своей абсолютной величине он равен динамическому напору.

Общий напор, сумма статического и динамического, в случае отсутствия потерь равен нулю, как это было показано ранее уравнением Бернулли для этого случая и как это видно по кривой напоров.



Фиг. 68. Распределение напоров во всасывающих и нагнетающих воздуховодах постоянного сечения

Приведенный случай является лишь пояснительным. В действительности при течении воздуха в трубах всегда возникают потери напора, которые пропорциональны, как это будет показано далее, длине воздуховода.

Если обозначить длину воздуховода через l м, а потерю напора на 1 м длины в мм вод. ст. через R мм вод. ст./м, то для прямолинейного воздуховода

$$H_{nm} = Rl \text{ мм вод. ст.} \quad (17-26)$$

По ур-нию (17-8) для сечений 1 и 2

$$H_{ст1} + \frac{\gamma v_1^2}{2g} = H_{ст2} + \frac{\gamma v_2^2}{2g} + H_{nm1,2}, \quad (17-8)$$

где $H_{nm1,2} = Rl_{1,2}$ — потери напора на отрезке воздуховода, начиная от сечения 1 до сечения 2. Хотя потери при входе в трубу представляют особый род потерь, но, взявши плавную, входную воронку, мы отождествляем для упрощения эти потери с потерями, пропорциональными длине воздуховода.

Так как $H_{01} = 0$ (сечение в атмосфере), то можно написать, что

$$H_{ст2} + \frac{\gamma v_2^2}{2g} + H_{nm1,2} = 0.$$

Условившись приписывать разрежениям знак минус, а положительным избыточным давлениям — плюс, последнее уравнение нужно написать следующим образом:

$$-H_{cm_2} + \frac{\gamma v_2^2}{2g} + H_{nm_{1,2}} = 0. \quad (17-27)$$

Таким образом мы понимаем сумму, представляемую уравнением Бернулли, как сумму алгебраическую, причем динамический напор и потери по своей сущности являются всегда положительными.

Из последнего выражения получаем

$$-H_{cm_2} = -H_{nm_{1,2}} - \frac{\gamma v_2^2}{2g}. \quad (17-28)$$

Сравнивая абсолютные величины статических напоров в воздуховоде без потерь по ур-нию (17-25):

$$H_{cm_2} = \frac{\gamma v_2^2}{2g},$$

и в реальном воздуховоде с потерями (по ур-нию 17-28):

$$H_{cm_2} = \frac{\gamma v_2^2}{2g} + H_{nm_{1,2}},$$

мы видим, что статический напор (разрежение) в последнем случае больше первого на величину потерь и представляет собой сумму динамического напора и потерь.

Из выражения (17-27) ясно, что сумма статического и динамического напоров, т. е. полный напор, равен:

$$-H_{cm_2} + \frac{\gamma v_2^2}{2g} = -H_{nm_{1,2}} = -H_{o_2}, \quad (17-29)$$

и для всасывающего воздуховода является отрицательной величиной:

$$-H_{o_2} = -H_{nm_{1,2}} \quad (17-30)$$

Во всасывающем воздуховоде полный напор по своей абсолютной величине равен величине потерь ($H_{o_2} = H_{nm_{1,2}}$) и меньше статического напора (разрежения) на величину динамического напора

$$H_{o_2} = H_{cm_2} - \frac{\gamma v_2^2}{2g}. \quad (17-31)$$

При этом следует подчеркнуть, что данная выше общая формулировка (общее давление равно сумме статического давления и динамического напора, т. е. $p_0 = p + \frac{\gamma v^2}{2g}$) остается неизменной и для всасывающего воздуховода.

На фиг. 68 от линии атмосферного давления O_3O_4 отложены величины напоров для каждой точки оси реального воздуховода с потерями.

Как и для случая воздуховода без потерь, динамический напор положителен и отложен вверх от линии атмосферного давления.

Статический напор, являющийся наибольшим по своей абсолютной величине, отрицателен, представляет собой статическое разрежение и отложен вниз от O_3O_4 .

Общий напор, представляющий собой сумму противоположных по знакам напоров, меньше статического, как видно на фиг. 68, на величину динамического напора на всем протяжении всасывающего воздуховода. Величина общего напора (разрежения), будучи в каждой точке равной величине потерь, растет по прямой линии, так как потери в трубе пропорциональны

длине воздуховода. Наклон прямой общего напора (потерь) определяется величиной R .

Иногда говорят о потере напора для какого-либо участка воздуховода, заключенного между двумя сечениями его. Так например, потеря напора для участка, заключенного между сечениями 2—3, равна разности общих напоров в этих сечениях:

$$H_{пт2.3} = H_{03} - H_{02} \text{ мм вод. ст.,}$$

как это видно на фиг. 68, или для прямолинейного воздуховода постоянного сечения, являющегося нашим примером, равна

$$H_{пт2.3} = Rl_{1.3} - Rl_{1.2} = Rl_{2.3} \text{ мм вод. ст.,}$$

где через $l_{2.3}$ обозначена длина воздуховода между сечениями 2 и 3.

При расчете вентиляционных сетей для определения потерь напора в воздуховоде с различными сечениями, а следовательно, с различными величинами R , определяют потери в каждом участке постоянного сечения и суммируют их.

Все выводы, сделанные в отношении сечения 2, правильны по существу для всего всасывающего воздуховода, вплоть до сечения 4, представляющего собой всасывающее отверстие вентилятора.

Рассмотрим изменение величины напора в нагнетающем воздуховоде, сечение которого постоянно по всей длине, как это было и для всасывающего воздуховода.

Воздух, выходя из сечения 6 в атмосферу со скоростью $v_6 = v_5$, теряет на некотором расстоянии от этого сечения свою скорость и запас кинетической энергии, характеризуемый динамическим напором. Происходит явление, подобное удару, в соответствии с чем потери эти называются обычно потерями на удар (H_y).

Таким образом если написать для сечений 5 и 7 уравнение Бернулли без потерь в собственно воздуховоде, то все же нужно учесть потерю на удар, происходящую между сечениями 5 и 7, равную в данном случае динамическому напору потока в сечении 6:

$$H_y = \frac{\gamma v_6^2}{2g}.$$

Уравнение будет иметь следующий вид:

$$H_{ст5} + \frac{\gamma v_5^2}{2g} = H_{ст7} + \frac{\gamma v_7^2}{2g} + H_y.$$

Если сечение 7 взять в атмосфере на достаточно большом расстоянии от выходного отверстия 6, то $H_7 = 0$ и $v_7 = 0$.

Потери на удар при воздуховоде постоянного сечения ($v_6 = v_5$) равны:

$$H_y = \frac{\gamma v_5^2}{2g}.$$

В соответствии с этим уравнение можно написать так:

$$H_{ст5} + \frac{\gamma v_5^2}{2g} = H_y = \frac{\gamma v_5^2}{2g},$$

откуда

$$H_{ст5} = 0. \quad (17-32)$$

Таким образом статический напор на всем протяжении нагнетающего воздуховода постоянного сечения без потерь в нем равен нулю. В плоскости выходного отверстия нагнетающего воздуховода любых размеров и формы

статический напор всегда равен нулю, как это показывают измерения, а также приведенные ниже соображения.

Для того же воздуховода, но с наличием потерь в самом воздуховоде

$$H_{ст5} + \frac{\gamma v_5^2}{2g} = H_{ст7} + \frac{\gamma v_7^2}{2g} + H_{пт5,7}.$$

Величина потерь между сечениями 5 и 7 ($H_{пт5,7}$) складывается из потерь в воздуховоде ($H_{пт5,6}$) и потерь на удар (H_y):

$$H_{пт5,7} = H_{пт5,6} + H_y = Rl_{5,6} + \frac{\gamma v_6^2}{2g} = Rl_{5,6} + \frac{\gamma v_5^2}{2g}.$$

Попрежнему $H_7 = 0$ и $v_7 = 0$, в соответствии с чем уравнение получит следующий вид:

$$H_{ст5} = Rl_{5,6} = H_{пт5,6}. \quad (17-33)$$

Следовательно, статический напор для нагнетающего воздуховода постоянного сечения равен величине потерь в воздуховоде.

Общий напор для этого случая в сечении 5 равен

$$H_{о5} = H_{ст5} + H_{д5} = H_{пт5,6} + \frac{\gamma v_6^2}{2g}, \quad (17-34)$$

т. е. сумме потерь в воздуховоде и на удар.

Для любого сечения нагнетающего воздуховода постоянного сечения общий напор равен

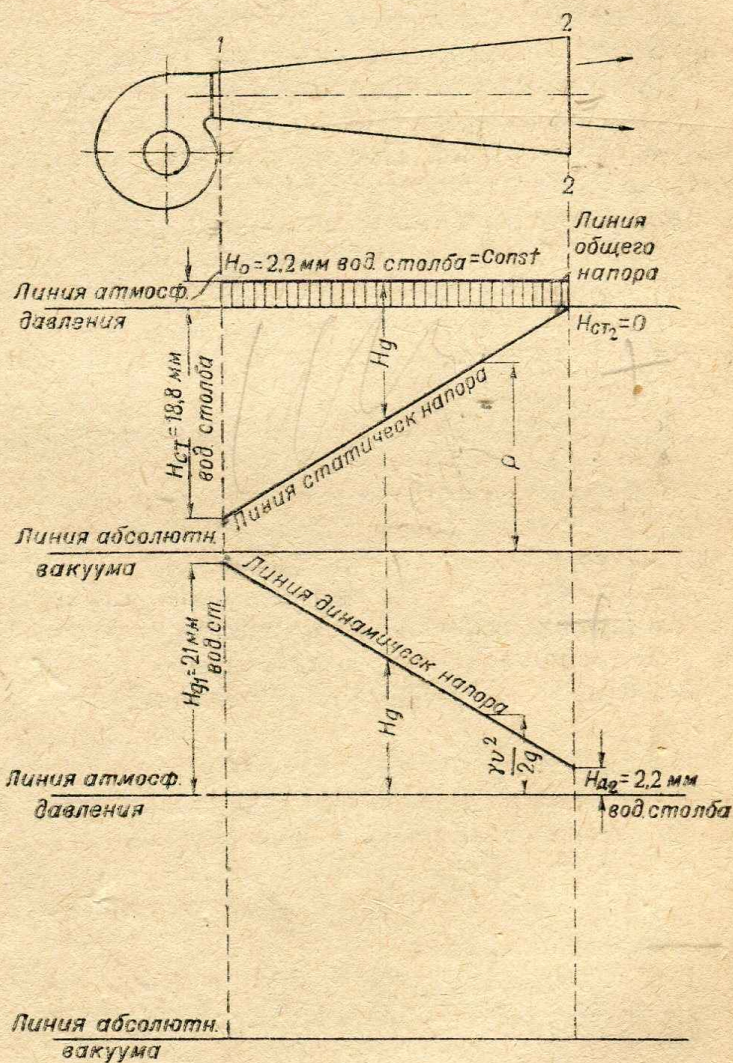
$$H_o = Rl + \frac{\gamma v_6^2}{2g}, \quad (18-35)$$

где l — расстояние от данного сечения до конца воздуховода.

На фиг. 68 показаны для этого случая линии напоров по отношению к атмосферному давлению, изображенному линией O_3O_4 . Вентилятор повышает общий напор с отрицательной величины $H_{о4}$ до положительного $H_{о5}$, т. е. сообщает дополнительный запас энергии, обозначенный нами ранее через H_s (ур-ние 18—13) и равный

$$H_s = H_{о5} - (-H_{о4}) = H_{о4} + H_{о5}, \quad (17-36)$$

т. е. разности общих напоров в нагнетающем и всасывающем отверстиях вентилятора. Величина эта (H_s) называется полным напором вентилятора.



Фиг. 69. Линия напоров в нагнетающем расширяющемся воздуховоде без наличия потерь в нем

Как видно на этой же фигуре, абсолютная величина статического напора во всасывающем воздуховоде увеличивается по направлению течения воздуха, а в нагнетательном уменьшается. Совершенно ясно, что воздух должен двигаться от области более высокого давления к области пониженного давления. Действительно, если рассматривать линии напоров в отношении линии абсолютного вакуума, т. е. рассматривать не напоры, а давления, то на фиг. 68 видно, что общее давление как во всасывающем, так и в нагнетательном воздуховоде неуклонно понижается по направлению течения воздуха, и лишь только вентилятор повышает его на величину H_6 .

Статический напор в плоскости выбрасывающего отверстия, как было указано уже выше, равен нулю, ибо величина сопротивлений воздуховода для этого сечения также равна нулю.

Ниже приведены примеры, показывающие распределение напоров в прямолинейных воздуховодах различной формы. Решение каждого из примеров основано на применявшемся уже составлении уравнения Бернулли для двух сечений, из которых в одном напор известен.

• Пример 25. Построить линии статического, динамического и общего напоров для расширяющегося нагнетающего воздуховода (фиг. 69), через который протекает 100 м³/мин. воздуха при размерах сечения: 1 — 300 × 300 мм и сечения 2 — круглого с диаметром 600 мм. Потери в воздуховоде не принимать во внимание. Напоры считать изменяющимися по прямой линии между сечениями.

• Решение. Уравнение Бернулли без потерь между сечениями 1 и 2

$$H_{cm1} + \frac{\gamma v_1^2}{2g} = H_{cm2} + \frac{\gamma v_2^2}{2g}.$$

Так как $H_{cm2} = 0$, то

$$H_{cm1} = \frac{\gamma v_2^2}{2g} - \frac{\gamma v_1^2}{2g} = H_{o2} - H_{o1}.$$

Определим величины динамических напоров. Площади сечений:

$$F_1 = 0,3 \times 0,3 = 0,09 \text{ м}^2; F_2 = \frac{\pi \cdot 0,6^2}{4} = 0,28 \text{ м}^2$$

(площади сечений по диаметру и обратные действия см. также по номограмме, изображенной на фиг. 214). Скорости воздуха в сечениях:

$$v_1 = \frac{Q}{60F_1} = \frac{100}{60 \times 0,09} = 18,5 \text{ м/сек.}; \quad v_2 = \frac{Q}{60F_2} = \frac{100}{60 \times 0,28} = 5,95 \text{ м/сек.}$$

Динамические напоры:

$$H_{o2} = \frac{1,2 \times 5,95^2}{2 \times 9,81} = 2,2 \text{ мм вод. ст.}; \quad H_{o1} = \frac{1,2 \times 18,5^2}{2 \times 9,81} = 21,0 \text{ мм вод. ст.}$$

(определение динамических напоров по скорости воздуха см. также на соединенной шкале, фиг. 189). Отсюда

$$H_{cm1} = 2,2 - 21,0 = -18,8 \text{ мм вод. ст.}; \quad H_{o1} = H_{cm1} + H_{o1} = -18,8 + 21,0 = 2,2 \text{ мм вод. ст.}; \quad H_{o2} = H_{cm2} + H_{o2} = 0 + 2,2 = 2,2 \text{ мм вод. ст.}$$

Таким образом в начале нагнетающего воздуховода господствует статическое разрежение, постепенно уменьшающееся до $H_{cm2} = 0$, но не переходящее в избыточное давление.

По полученным величинам H_{cm1} , H_{o1} , H_{o2} и H_o строим линии напоров (см. фиг. 69). Общий напор положителен и, как следовало ожидать, для воздуховода без потерь постоянен.

(Результат: фиг. 69).

• Пример 26. Построить линии напоров для условий, данных в примере 25, но считая потери в воздуховоде равными 25 мм вод. ст. и пропорциональными длине воздуховода.

• Решение. Уравнение Бернулли с членом потерь для сечений 1 и 2:

$$H_{cm1} + \frac{\gamma v_1^2}{2g} = H_{cm2} + \frac{\gamma v_2^2}{2g} + H_{пт1,2}; H_{cm1} + 21,0 = 0 + 2,2 + 25,0.$$

Отсюда

$$H_{cm1} = 27,2 - 21,0 = 6,2 \text{ мм вод. ст.};$$

$$H_{o1} = H_{cm1} + H_{o1} = 6,2 + 21,0 = 27,2 \text{ мм вод. ст.};$$

$$H_{o2} = H_{cm2} + H_{o2} = 0 + 2,2 = 2,2 \text{ мм вод. ст.}$$

Строим по этим данным, как показано на фиг. 70, а, линии напоров. (Результат: фиг. 70, а.)

• Пример 27. Построить по условиям примера 26 линии напоров при потерях в воздуховоде, равных 10 мм вод. ст.

• Решение. $H_{cm1} + 21,0 = 0 + 2,2 + 10,0$ мм вод. ст.;

$$H_{cm1} = 12,2 - 21,0 = -8,8 \text{ мм вод. ст.};$$

$$H_{o1} = H_{cm1} + H_{o1} = -8,8 + 21,0 = 12,2 \text{ мм вод. ст.};$$

$$H_{o2} = H_{cm2} + H_{o2} = 0 + 2,2 = 2,2 \text{ мм вод. ст.}$$

Линии напоров, построенные по этим данным, показаны на фиг. 70, б (Результат: фиг. 70, б.)

Как видно из этих примеров, даже в нагнетающих воздуховодах статический напор может быть отрицательной величиной. Разрежение в нагнетающем воздуховоде возникает тогда, когда сумма потерь в воздуховоде и на удар при выходе меньше динамического напора в начале воздуховода.

Действительно, в рассмотренных примерах мы определяли статический напор в начале воздуховода (H_{cm1}) из следующего уравнения:

$$H_{cm1} + H_{o2} = H_{cm2} + H_{o2} + H_{пт1,2}. \quad (17-37)$$

Но, как указано было ранее, динамический напор в сечении выходного отверстия нагнетающего воздуховода полностью теряется при ударе, т. е.

$$H_{o2} = H_v.$$

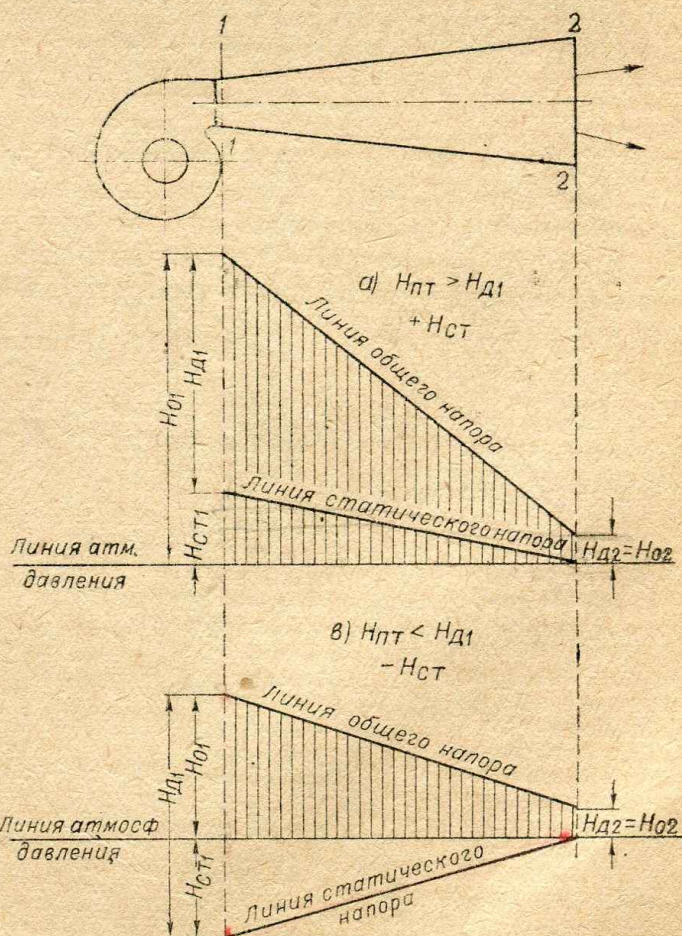
Принимая во внимание это, а также то, что $H_{cm2} = 0$, мы можем написать уравнение (17-37) в следующем виде:

$$H_{cm1} + H_{o1} = H_v + H_{пт1,2},$$

откуда

$$H_{cm1} = H_v + H_{пт1,2} - H_{o1} = H_{пт} - H_{o1}, \quad (17-38)$$

где $H_{пт}$ — сумма потерь.



Фиг. 70. Линии напоров в нагнетающем расширяющемся воздуховоде при различной величине потерь

Если $H_y + H_{nm,2} < H_{o1}$, то в нагнетающем воздуховоде будет иметь место статическое разрежение. Общий же напор во всех случаях положителен для нагнетающего воздуховода, а для воздуховода с потерями уменьшается по направлению к выходному отверстию, что и вызывает движение воздуха.

Нагнетающий воздуховод с поперечным сечением, увеличивающимся по направлению течения воздуха, называется обычно диффузором. Происходящие в диффузоре и отмеченные выше явления вызваны переходом динамического давления в статическое или в общей формулировке кинетической энергии потока в потенциальную. Наиболее ясно положение это иллюстрируется фиг. 69, на которой проведены линии абсолютного вакуума. Как видно из этой фигуры, статическое давление растет по направлению к выходному отверстию (величина p) за счет падения динамического, ибо сумма их, общее давление, остается по всей длине диффузора постоянным.

Применение диффузора вместо выхлопного воздуховода постоянного сечения уменьшает величину напора, который должен развивать вентилятор (H_v), и, следовательно, уменьшает расход мощности на привод вентилятора, который пропорционален H_v . Уменьшение потребной величины H_v происходит за счет преобразования динамического давления в статическое, расходуемое на преодоление потерь.

Положение это наглядно иллюстрируется следующими примерами.

• Пример 28. Определить величину общего напора, который должен развивать вентилятор, если всасывающий и нагнетающий воздуховоды имеют постоянное сечение площадью $0,09 \text{ м}^2$, потери в линии всасывания равны 15 мм вод. ст. , а в линии нагнетания равны 25 мм вод. ст. при количестве воздуха, равном $100 \text{ м}^3/\text{мин.}$

• Решение. По ур-нию (17—36) величина общего напора вентилятора должна быть равна разности общих напоров в нагнетающем и всасывающем отверстиях вентилятора, т. е.

$$H_v = H_{он} - (-H_{ов}) = H_{ов} + H_{он}, \quad (17-39)$$

где $H_{ов}$ — общий напор во всасывающем отверстии;

$H_{он}$ — общий напор в нагнетающем отверстии.

Определим эти величины.

Согласно ур-нию (17—30) и линиям напоров, изображенным на фиг. 68, общий напор во всасывающем отверстии равен величине потерь, т. е.

$$H_{ов} = 15 \text{ мм вод. ст.}$$

Общий напор в нагнетающем отверстии для воздуховода постоянного сечения равен согласно линиям напоров (фиг. 68) сумме потерь в воздуховоде и на удар, т. е.

$$H_{он} = H_{nm} + \frac{\gamma v^2}{2g} = H_{nm} + H_y.$$

Величина потерянного динамического напора при площади сечения воздуховода $0,09 \text{ м}^2$ и $Q = 100 \text{ м}^3/\text{мин.}$ по примеру 25 равна

$$H_y = 21,0 \text{ мм вод. ст.}$$

Отсюда

$$H_{он} = 25,0 + 21,0 = 46 \text{ мм вод. ст.}$$

$$H_v = 15 + 46 = 61 \text{ мм вод. ст.}$$

(Результат: 61 мм вод. ст.)

• Пример 29. На сколько процентов можно уменьшить величину общего напора, который должен развивать вентилятор в условиях, указанных примером 28, если заменить нагнетающий воздуховод постоянного сечения диффузором, размеры которого приведены в примере 25.

• Решение. В этом случае общий напор в нагнетающем отверстии вентилятора (сечение 1, пример 26) равен

$$H_{o1} = H_{он} = 27,2 \text{ мм вод. ст.},$$

отсюда

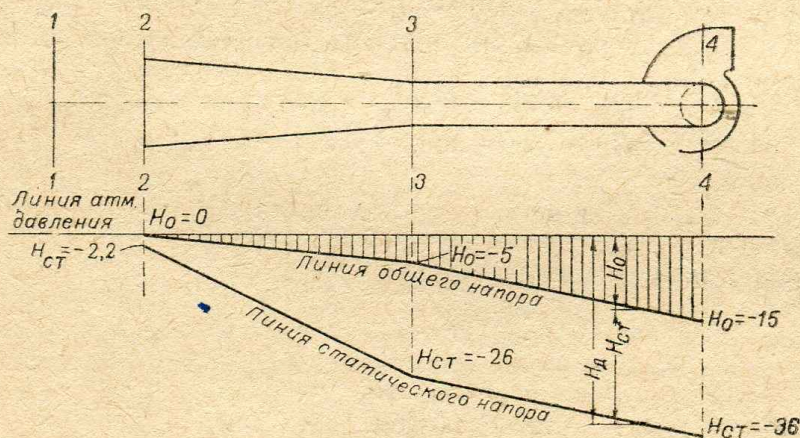
$$H_v = 15,0 + 27,2 = 42,2 \text{ мм вод. ст.}$$

Таким образом диффузор, преобразуя динамическое давление в статическое, при той же величине потерь в воздуховоде уменьшает потребный общий напор вентилятора на

$$\frac{61,0 - 42,2}{61,0} \times 100 = 29,2\%$$

(Результат: на 29,2%)

Таким образом мы видим, что наличие диффузора после вентилятора может значительно уменьшить величину напора, требующегося от вентилятора, и уменьшить таким образом затраты энергии на передвижение воздуха в сети. Это ясно также из рассмотрения величины потерь на удар в случаях, приведенных в примерах 28 и 29.



Фиг. 71. Линия напоров во всасывающем воздуховоде переменного сечения

В первом случае (пример 28) при воздуховоде постоянного сечения скорость воздуха в выходном отверстии равна

$$v = \frac{100}{60 \times 0,09} = 18,5 \text{ м/сек}$$

и соответствующие ей потери на удар

$$H_y = \frac{\gamma v^2}{2g} = \frac{1,2 \times 18,5}{2 \times 9,81} = 21,0 \text{ мм вод. ст.}$$

Во втором случае (пример 29) при наличии диффузора

$$v = \frac{100}{60 \times 0,28} = 5,95 \text{ м/сек. и } H_y = 2,2 \text{ мм вод. ст.},$$

т. е. потери уменьшаются на $(21,0 - 2,2) = 18,8$ мм вод. ст.

Этот результат полностью соответствует результатам, полученным в примерах 28 и 29, ибо уменьшение потерь согласно результатам примеров равно также $(61,0 - 42,2) = 18,8$ мм вод. ст.

Отсюда становится понятным, что суженный по направлению течения воздуховод, называемый коллектором, или иногда конфузором, обуславливающий повышение скорости выхода воздуха из трубы, будет вызывать увеличение необходимого напора вентилятора и расхода энергии, теряемой с уходящим в атмосферу потоком.

Во всех приведенных примерах мы считаем, что динамический напор в диффузоре полностью преобразуется в статический. Фактически это не так, ибо часть напора теряется на потери в самом диффузоре, зависящие от длины его и соотношения величин конечных сечений. Вопрос этот подробнее рассмотрен в § 19, п. 4.

● Пример 30. Построить линии напоров для всасывающего воздуховода переменного сечения, изображенного на фиг. 71, при следующих условиях: количество протекающего воздуха $Q = 100 \text{ м}^3/\text{мин.}$; площади сечений $F_2 = 0,28 \text{ м}^2$; $F_3 = F_4 = 0,09 \text{ м}^2$; потери во входном отверстии равны нулю, между сечениями 2 и 3 равны 5 мм вод. ст., между 3 и 4 равны 10 мм вод. ст.

● Решение. Скорости воздуха $v = \frac{Q}{60F}$; $v_2 = 5,95 \text{ м/сек.}$; $v_3 = v_4 = 18,5 \text{ м/сек.}$

Динамические напоры: $H_d = \frac{\gamma v^2}{2g}$; $H_{d2} = 2,2 \text{ мм вод. ст.}$; $H_{d3} = H_{d4} = 21,0 \text{ мм вод. ст.}$

Для сечения 2: $H_{cm1} + H_{d1} = H_{cm2} + H_{d2} + H_{hm1,2}$

$$0 + 0 = H_{cm2} + 2,2 + 0$$

$$H_{cm2} = -2,2 \text{ мм вод. ст., } H_{d2} = 2,2 \text{ мм вод. ст., } H_{o2} = 0$$

Для сечения 3: $H_{cm2} + H_{d2} = H_{cm3} + H_{d3} + H_{hm2,3}$

$$-2,2 + 2,2 = H_{cm3} + 21,0 + 5,0$$

$$H_{cm3} = -26 \text{ мм вод. ст., } H_{d3} = 21,0 \text{ мм вод. ст.,}$$

$$H_{o3} = -26,0 + 21,0 = -5,0 \text{ мм вод. ст.}$$

Для сечения 4: $H_{cm3} + H_{d3} = H_{cm4} + H_{d4} + H_{hm3,4}$

$$-26,0 + 21,0 = H_{cm4} + 21,0 + 10$$

$$H_{cm4} = -36 \text{ мм вод. ст., } H_{d4} = 21,0 \text{ мм вод. ст.,}$$

$$H_{o4} = -36,0 + 21,0 = -15 \text{ мм вод. ст.}$$

По полученным данным строим линии напоров, изображенные на фиг. 71

Как видно из данного примера, статический напор или разрежение вообще не характеризует собой величины потерь. Действительно, разность статических напоров между сечениями 2 и 3 равна $(26,0 - 2,2 =) 23,8 \text{ мм вод. ст.}$, в то время как потери составляют всего 5,0 мм вод. ст.

Статический напор в данном случае расходуется не на преодоление сопротивлений в воздуховоде, а на создание скорости. На фиг. 71 мы видим, что скоростной напор растет между сечениями 2 и 3 за счет уменьшения статического давления. Между сечениями 3 и 4, где размеры воздуховода не изменяются, динамический напор остается постоянным, статическое давление понижается, расходуясь на покрытие потерь.

Величина потерь для любого участка воздуховода равна разности общих, а не статических напоров.

В частных случаях, при воздуховодах постоянного сечения (фиг. 68), разности общих и статических напоров могут совпадать по величине.

§ 18. РЕЖИМЫ ПОТОКОВ И ПОТЕРИ ДАВЛЕНИЯ В ПРЯМОЛИНЕЙНЫХ ВОЗДУХОВОДАХ

1. Определение, особенности и значение режимов потока. Первые экспериментальные работы по изучению движения жидкости в трубах и потерь давления, связанных с ним, были проделаны в 1732 г. Куплэ. Многочисленные последующие исследования привели к накоплению около 150 формул, выражающих в том или ином виде величину добавочного члена уравнения Бернулли, т. е. потери давления при течении в трубопроводах.

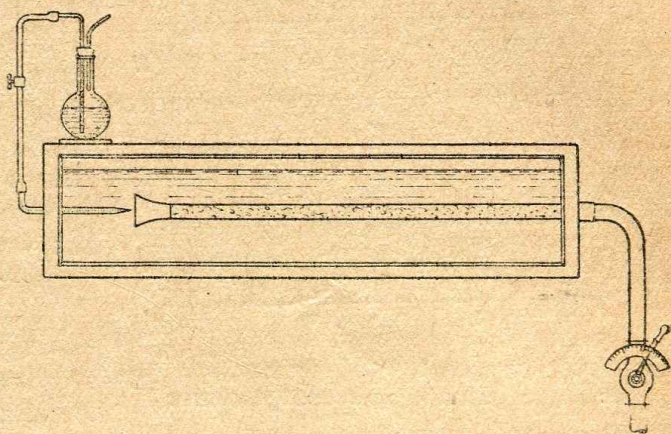
Несмотря на многочисленность исследований в этой области, большинство их ничего не дало для теоретического понимания сущности явлений, происходящих при движении потоков в трубах.

Лишь через 120 лет после начала экспериментального изучения движения жидкостей в трубах Хаген (1854 г.), исследуя зависимость потерь давлений от температуры воды, движущейся в трубе, отметил, что с повышением температуры в определенной ее части потери давления резко возрастают. С повышением температуры воды возрастание это начиналось тем раньше, чем больше диаметр трубы. Кроме того, Хаген, наблюдая истечение воды из трубы, отметил, что при более низких температурах струя вполне однородна, как бы неподвижна, напоминая своим видом стержень из стекла. При повышении температуры одновременно с резким возрастанием сопротивлений Хаген наблюдал вихревые движения в струе и колебания ее.

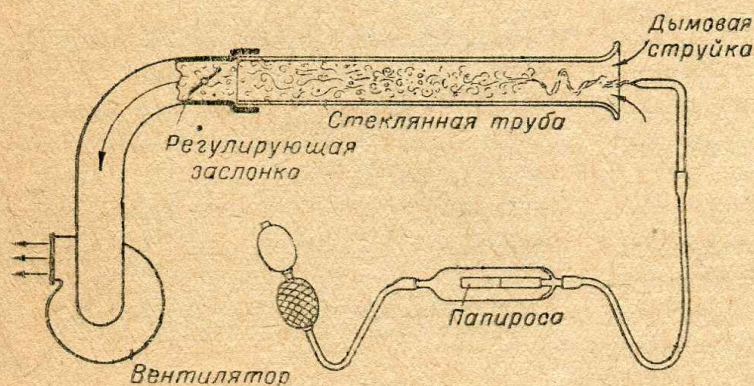
Исходя из этого, он впервые сделал заключение о том, что резкое повышение потерь давления вызывается образованием „внутренних движений и вихрей“, на которые затрачивается большое количество энергии.

Для экспериментального подтверждения возникновения вихревых движений в потоке Хаген пропускал воду через стеклянную трубу, причем для придания видимости он подмешивал к воде древесные опилки. В этих экспериментах он отметил, что при небольших скоростях потока опилки двигались исклю-

чительно параллельно оси трубы, а с повышением скоростей начинались поперечные колебательные движения опилок, которые переходили далее в вихревое движение. Хаген отметил, что причиной, способствующей возникновению вихревых движений, „...может служить каждая мельчайшая неправильность стенок трубы, а может быть, даже и условия входа в трубу“.



Фиг. 72. Схема установки Рейнольдса для исследования режимов потоков

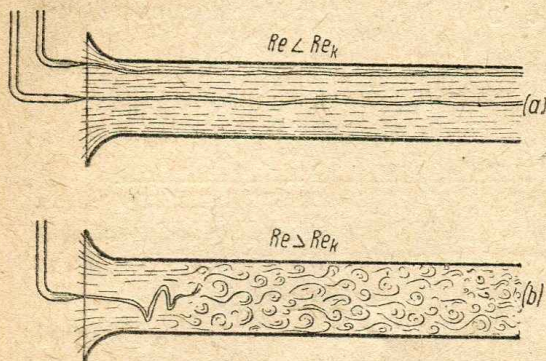


Фиг. 73. Схема установки для наблюдения режима потока воздуха

Эти результаты экспериментальных исследований Хагена не были использованы его современниками для дальнейшей разработки, и лишь 30 лет спустя английский исследователь Рейнольдс (1883 г.) независимо от Хагена провел детальное исследование режимов потока, сделав важнейшие для всей современной гидро- и аэродинамики выводы.

Установка Рейнольдса для исследования условия образования различных режимов потока схематически изображена на фиг. 72. Она представляла собой резервуар длиной 1,83 м, шириной и высотой по 0,46 м, две продольные стенки которого были остеклены. Внутри резервуара, на одной из торцовых стенок его устанавливалась горизонтальная стеклянная труба, вход в ко-

торую представлял собой деревянный коллектор с плавно уменьшающимся сечением и тщательно отполированными стенками. Количество воды, вытекающей из резервуара через эту трубу, а следовательно, и скорость ее регулировалась краном, установленным на выходе из трубы. Для придания видимости движению отдельных струек потока из колбы с раствором краски, расположенной под резервуаром, через тонкую трубу подмешивалась к потоку окрашенная струйка, которая увлекалась течением в стеклянную трубу. Расход воды определялся поплавком, указывавшим уровень воды с точностью до 0,2 мм.



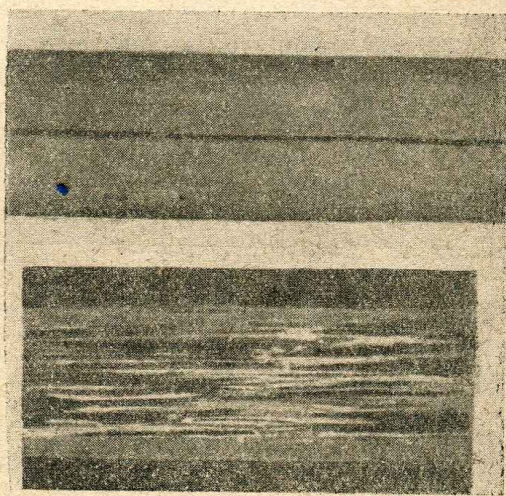
Фиг. 74. Ламинарный и турбулентный режимы в схематическом изображении

Такой режим потока, при котором жидкость движется в трубе цилиндрическими слоями, сохраняя параллельность отдельных струек друг другу, назван ламинарным¹, или параллельноструйчатым. Фотографии такого потока представлены на фиг. 75.

При постепенном повышении скорости струйки приходят в колебательное движение, которое далее превращается в вихревое, заполняющее вихрями почти все сечение потока. Схематически такое движение показано на фиг. 74, *b*, а фотографии, произведенные при различных способах съемки, — на фиг. 76. Такой режим потока называется турбулентным², или вихревым.

Таким образом внешне, для наблюдателя, турбулентный режим отличается от ламинарного наличием, кроме движения вдоль оси трубы, поперечных движений струек потока, образующих вихри.

Кроме этого внешнего признака, турбулентный режим отличается от ламинарного распределением скоростей потока по сечению трубы. Как при том, так и при другом режиме скорости отдельных струек убывают по направлению к стенкам трубы, оказывающим тормозящее действие. При ламинарном режиме, как это будет показано далее, 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,



Фиг. 75. Ламинарный режим потока в трубе: *a* — течение сделано видимым при помощи окрашенной струйки; *b* — течение сделано видимым вследствие подмеси алюминиевого порошка

¹ От латинского слова *lamina* — слой.

² От латинского слова *turbules* — вихрь.

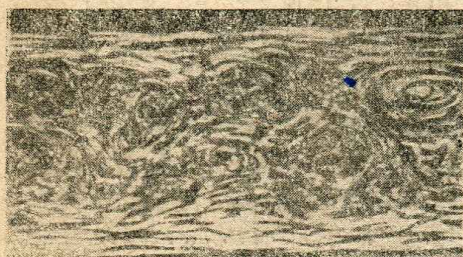
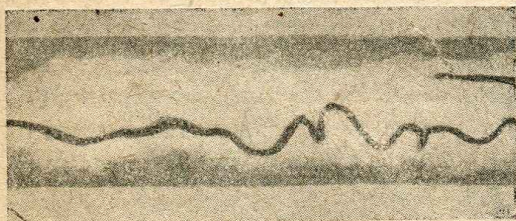
и средняя скорость в сечении примерно лишь на 20% меньше максимальной по оси трубы.

Кроме того, турбулентный режим отличается от ламинарного изменением характера зависимости величины потерь давления от скорости потока. Как показано на фиг. 77 и будет детальнее рассмотрено далее, в области ламинарного режима потери пропорциональны средней скорости потока (v), и зависимость между ними чисто линейная (прямая OA). При повышении скоростей с переходом в область турбулентного режима потери давления стано-

вятся пропорциональными v^n , где показатель степени n зависит от состояния поверхности стенок труб и колеблется, по Рейнольдсу, от $n=1,79$ для гладких свинцовых и стеклянных труб до $n=2,00$ для загрязненных чугунных труб. Таким образом двум режимам потока соответствуют два различных закона потерь давления.

Различием этих трех характерных признаков (траектория линий тока, распределение скоростей по сечению трубы, закон потери давления) и отличается режим ламинарный от режима турбулентного.

Рейнольдс доказал, что турбулентный



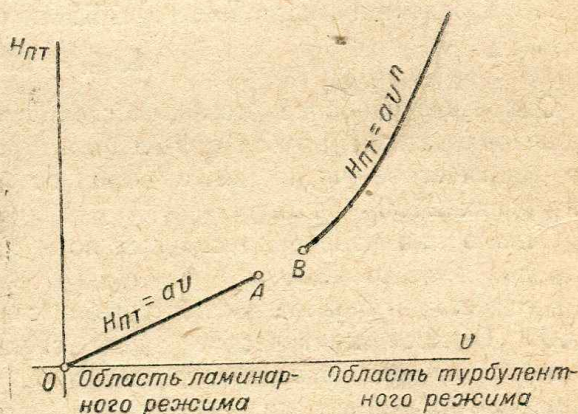
Фиг. 76. Турбулентный режим потока: a — фотография потока в трубе; b — фотография потока в открытом жолобе, сделанная при движении фотокамеры со скоростью струек жидкости, близких к стенкам; c — то же, что и b , но при движении камеры со скоростью средней части потока

тельно повышение скорости потока. Для этого достаточно при той же скорости увеличить диаметр трубы или, как это было в опытах Хагена, понизить вязкость жидкости повышением, например, температуры ее.

Рейнольдс своими работами показал, что турбулентный режим возникает тогда, когда величина $\frac{vD}{\nu}$ достигает определенного значения. Величина эта названа в его честь числом Рейнольдса и обозначается Re , т. е.

$$Re = \frac{vD}{\nu}, \quad (18-1)$$

где под v понимается средняя скорость потока в трубе.



Фиг. 77. Изменение потерь давления в трубе при различных скоростях потока

режим возникает при повышении скоростей, увеличении диаметра трубы и понижении вязкости жидкости. Каждый из этих факторов является независимым, т. е. для перехода из области ламинарного режима в область турбулентного не обяза-

Число Рейнольдса — отвлеченное, в чем легко убедиться, подставив размерности величин, его составляющих.

Величина Re , при которой совершается переход от ламинарного режима к турбулентному или от турбулентного к ламинарному, называется критическим числом Рейнольдса (Re_k).

Значение критического числа может быть получено двумя способами: повышением Re или понижением его.

Рейнольдсом и последующими исследователями установлено, что значения Re_k получаются большими, если достигать его постепенным повышением, например, скорости потока до возникновения турбулентного режима; значительно ниже величины Re_k , получаемые постепенным уменьшением скорости турбулентного потока до возникновения ламинарного режима.

Значение Re_k , полученное первым путем, называется высшим критическим числом (Re_{kv}). Полученное же вторым путем называется низшим критическим числом (Re_{kn}). Скорости потока, соответствующие критическим числам, называются критическими скоростями.

Значения низшего критического числа более постоянны, ибо значения Re_{kv} , как показал опыт многих исследований, весьма сильно зависят, например, от условий входа в трубу. Путем принятия специальных мер, обеспечивающих почти полное отсутствие предварительных возмущений потока толчков и сотрясения, некоторым исследователям удалось повысить Re_{kv} до величин, в десятки раз больших, чем Re_{kn} . Рейнольдс показал, что

$$Re_{kn} = 2000 - 2200. \quad (18-2)$$

По позднейшим исследованиям Шиллера (1922 г.) для гладких труб

$$Re_{kn} = 2320. \quad (18-3)$$

Одно из наиболее новых исследований (1930—1932 гг.), проведенное над шероховатыми трубами в лаборатории проф. Прандтля, показало, что критическое число не зависит от шероховатости трубы и находится в пределах 2160—2440.

Однако при намеренно сильных возмущениях потока величина Re_{kn} может быть доведена до 1900.

Высшее критическое число колеблется обычно в пределах от 2600 до 13 000. Высшее критическое число следует рассматривать, как „верхнюю границу“ ламинарного потока, которая, однако, может быть значительно расширена принятием тщательных мер, предупреждающих начальные возмущения потока. Так например, Экман (1911 г.) в своей работе „с наименьшими возмущениями“, пользуясь оригинальной аппаратурой Рейнольдса, тщательно устраняя возмущения в резервуаре и при входе в трубу, доводил в отдельных случаях значения Re_{kv} до 50 000.

Возможности большого расширения „верхней границы“ вызвали у некоторых исследователей сомнения в существовании вполне определенного высшего критического числа. Так как низшее критическое число достаточно устойчиво, то для характеристики режимов потока пользуются обычно величиной Re_{kn} .

Следует отметить, что переход от ламинарного режима к турбулентному не совершается мгновенно. Между ними наблюдается относительно небольшая область неустойчивого режима, закономерности в которой являются промежуточными между турбулентным и ламинарным режимами.

В вентиляционных установках мы имеем обычно дело с турбулентными режимами потоков, как это показывает фиг. 78. Скорости воздуха в вентиляционных воздуховодах обычно колеблются в пределах от 1,0 до 25 м/сек., причем низшая величина встречается лишь в воздуховодах, имеющих целью осадить пыль из воздуха, отсосанного от машин.

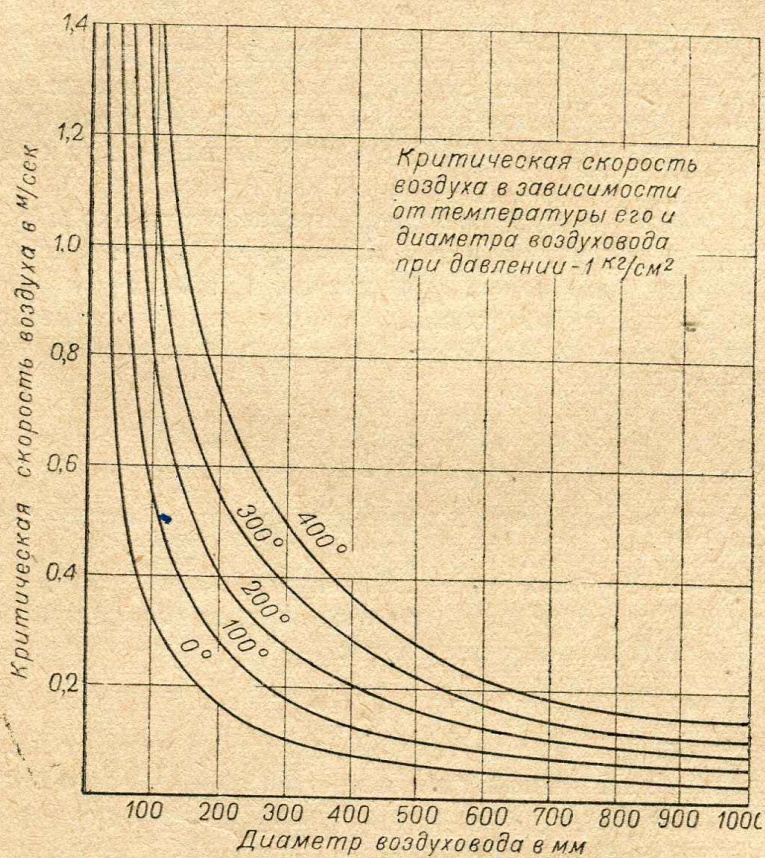
Следует отметить, что критические скорости воздуха возрастают с повышением его температуры (фиг. 78), что объясняется влиянием вязкости, уве-

личивающейся с повышением температуры (как это было отмечено ранее, фиг. 25 и 26). Для воды, вязкость которой уменьшается с повышением температуры, наблюдается обратное явление.

Критические скорости повышаются с уменьшением диаметра воздуховода, что объясняется стабилизирующим действием его стенок, ограничивающих поток.

Значение изученности режимов потока не ограничивается лишь тем, что режим потока определяет собой достаточно ясно физическую сущность явлений, возникающих при движении жидкости в трубах. Знание особенностей режимов потока сыграло важную роль в самолетостроении, в частности в области испытания самолетов и моделей их, в области расчета их.

Значение рейнольдсова числа (Re) также не ограничивается только тем, что оно определяет собой условия перехода от ламинарного к турбулентному



Фиг. 78. Зависимость критической скорости движения воздуха от температуры его и диаметра воздуховода

режиму. Число Рейнольдса имеет огромное значение не только в современной аэродинамике, но и в гидродинамике и в вопросах теплопередачи между движущимися жидкостями или газами и твердыми телами. Оно имеет первостепенное значение во всех тех отраслях, где приходится иметь дело с потоками жидкости, понимаемой в широком смысле.

Значение это объясняется тем, что число Рейнольдса является важнейшим критерием для суждения о характере турбулентного потока.

Рейнольдс доказал, что потоки могут считаться подобными лишь тогда, когда числа Рейнольдса одинаковы для них.

Число Рейнольдса является важнейшим критерием подобия, оценивающим вязкость жидкости. Для того чтобы иметь право перенести результаты опыта с модели на натуру, необходимо соблюсти равенство чисел Re, т. е.

$$\frac{v_m l_m}{\gamma_m} = \frac{v_n l_n}{\gamma_n} = \text{Re.} \quad (18-4)$$

где индекс M — обозначает величины, относящиеся к модели, а индекс n — относящийся к натуре.

Этот важнейший принцип подобия мог быть сформулирован только на основе изучения режимов потока в результате работ Рейнольдса.

Для стандартного воздуха

$$Re = \frac{vl}{\nu} = \frac{vl}{15 \times 10^{-6}} = 66\,666 \, vl, \quad (18-5)$$

где l — характерный размер обтекаемого тела или трубы, в которой движется поток ($l=D$ в частном случае круглой трубы).

Следовательно, для экспериментов в стандартном воздухе условие подобия потоков (18—4) может быть выражено в следующем виде:

$$v_M l_M = v_n l_n. \quad (18-6)$$

Произведение vl (или vD) может применяться для характеристики потока взамен числа Рейнольдса в тех случаях, когда вязкость среды остается постоянной. Вследствие этого данное произведение иногда неправильно называется числом Рейнольдса. Более точно его следует называть характеристикой опыта.

Число Рейнольдса имеет важнейшее значение не только для вопросов движения жидкостей в трубах, но и для вопросов обтекания тел потоками.

Как уже указано было ранее, при изучении общих физических свойств пыли (§ 11, п. 3) воздух, обтекающий твердое тело, оказывает на единицу площади проекции тела на плоскость, нормальную к направлению скорости потока, давление, равное

$$\xi \frac{\gamma v_0^2}{2g}, \quad (11-1)$$

где v_0 — скорость относительного движения (разность между скоростями воздуха и тела).

Если обозначить эту площадь, называемую обычно площадью миделевого сечения, через F , то полную силу, действующую на обтекаемое тело, можно написать в следующем виде:

$$P = \xi F H_0. \quad (18-7)$$

Величина ξ обычно называется коэффициентом сопротивления тела, или иногда коэффициентом аэродинамической силы.

Иллюстрируем значение рейнольдсова числа конкретным примером изучения коэффициента сопротивления шара.

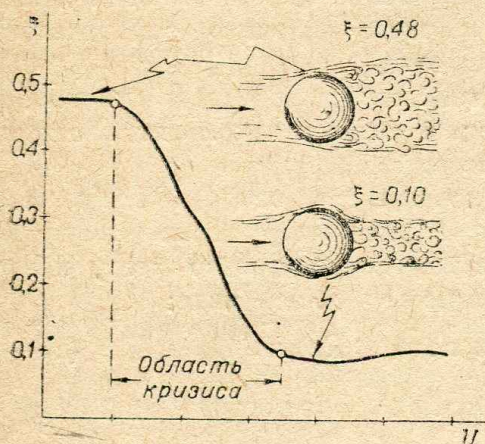
Лаборатория Эйфеля в Париже дала для шара величину $\xi = 0,16$, в то время как лаборатория Прандтля в Геттингене получила величину, в три раза большую, т. е. $\xi = 0,48$.

В результате изучения такого расхождения выяснилось, что при небольших скоростях, как это изображено на фиг. 79, коэффициент сопротивления равен действительно 0,48, оставаясь в пределах некоторого интервала скоростей постоянным. С повышением скорости потока коэффициент сопротивления резко уменьшается на протяжении небольшой области, называемой областью кризиса (см. фиг. 79), понижаясь до 0,1, после чего вновь остается почти постоянным.

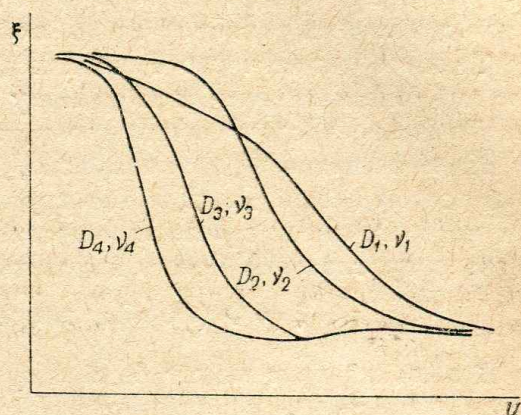
Причины такого резкого, почти пятикратного понижения коэффициента сопротивления заключаются, как показали детальные исследования потока, движущегося подле шара, в следующем: в идеальной жидкости коэффициент сопротивления по понятным причинам должен равняться нулю. При обтекании вязкой жидкостью каких-либо тел в местах поворота струек образуются срывы, как это было показано при изложении вопросов вязкости воздуха (§ 9). В потоке идеальной жидкости этих срывов наблюдаться не должно, так как идеальная жидкость лишена вязкости. Специальные эксперименты показали,

что при $\xi = 0,48$ поток срывается почти по наибольшему сечению шара (см. фиг. 79). При $\xi = 0,1$ поток по своему характеру приближается к потоку идеальной жидкости, и срыв происходит только на задней поверхности шара.

Таким образом мы видим, что в этих двух случаях потоки не подобны друг другу (см. фиг. 79), рейнольдсовы числа различны для них, вследствие чего и коэффициенты сопротивления также различны.

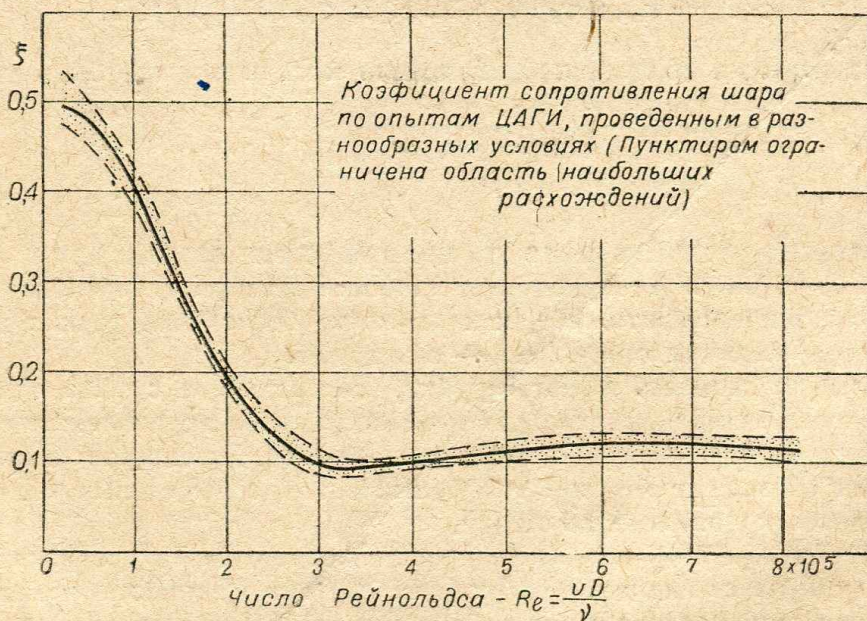


Фиг. 79. Резкое изменение коэффициента сопротивления шара при изменении скорости движения потока



Фиг. 80. Зависимость коэффициента сопротивления шара от скорости при различных диаметрах его и вязкостях жидкости

Кроме того, представленная на фиг. 79 зависимость между ξ и U верна лишь для какого-то конкретного шара определенных размеров, обтекаемого



Фиг. 81. Зависимость коэффициента сопротивления шара от числа Рейнольдса, полученная при различных условиях испытаний

жидкостью определенной вязкости. При увеличении или уменьшении диаметра шара или, например, вязкости воздуха, величины ξ получают другие значения при одной и той же скорости потока, так как область кризиса при этом изменяет положение своих границ.

На фиг. 80 схематически представлены кривые для шаров различных размеров при обтекании их потоками различной вязкости. Кривые эти, выража-

ющие зависимость ξ от скорости, не совпадают друг с другом, ибо характер потоков для различных значений D и γ неодинаков.

Зная, что потоки по своему характеру подобны между собой лишь тогда, когда рейнольдсовы числа для них одинаковы, мы можем, пользуясь экспериментально получаемыми величинами ξ , построить кривые зависимости их от Re . При этом оказывается, что все кривые, полученные в разнообразных условиях, совпадают во всех точках друг с другом, и величина расхождений их определяется только степенью точности эксперимента. Вместо многих кривых мы получаем единую кривую (фиг. 81), характеризующую сопротивление шара для любых размеров его и любой жидкости.

Таким образом число Рейнольдса дает возможность привести многообразие наблюдаемых явлений к единому закону; в этом и заключается важнейшее значение числа и понятия о режимах потока.

Из приведенного примера ясно, что коэффициент сопротивления шара является функцией Re . Для тел другой формы, например зерна или крупы, для которых имеет значение направление потока относительно тела, коэффициент сопротивления можно выразить в следующем общем виде:

$$\xi = \Phi (\text{формы, направления потока, } Re). \quad (18-8)$$

В этом же виде может быть выражен любой аэродинамический коэффициент, с которыми мы познакомимся далее.

• Пример 31. Для определения коэффициента сопротивления зерна пшеницы при скоростях воздуха от 12 до 30 м/сек. изготовлена модель с размерами, в 10 раз превышающими натуру. При каких скоростях воздуха следует испытывать эту модель, чтобы иметь право отнести полученные коэффициенты к зерну пшеницы?

• Решение. Так как испытание ведется в одной и той же среде, то необходимо соблюсти условия выражения (18—6):

$$v_m l_m = v_n l_n; \quad v_n 10 = 12 \times 1; \quad v_m 10 = 30 \times 1.$$

Отсюда скорость воздуха при испытании модели должна быть равной

$$\text{от } v_m = \frac{12}{10} = 1,2 \text{ до } v_m = \frac{30}{10} = 3,0 \text{ м/сек.}$$

(Результат: от 1,2 до 3,0 м/сек.)

2. Поле скоростей и потери напора при ламинарном режиме.

Ламинарный поток в воздуховодах наиболее распространенного круглого сечения можно представить себе, как движение бесконечно тонких цилиндрических слоев, имеющих общую ось — ось трубы.

Наибольшую скорость имеют струйки, совпадающие с осью воздуховода, ибо ряд экспериментальных исследований подтвердил предположение, что скорость потока на поверхности стенки равна нулю. Вследствие этого стенки воздуховода оказывают на слои тем большее тормозящее действие, чем ближе слой находится к поверхности стенки.

Для того чтобы подучить ясное представление о характере изменения скорости от нуля на стенке до максимума на оси трубы, сопоставим между собой силы, продвигающие вперед какой-либо объем жидкости, выделенный в воздуховоде, и силы, тормозящие его движение. Для этого возьмем цилиндрический воздуховод с внутренним радиусом r , скорость воздуха в котором постоянна (равномерное движение) в направлении оси. Будем рассматривать имеющий наибольшее практическое значение случай установившегося движения.

Выделим из массы жидкости цилиндр, имеющий общую ось с воздуховодом (фиг. 82), длиной l и радиусом γ . Так как на чертеже мы приняли, что поток с выделенным цилиндром движется вправо, то давление на плоское основание цилиндра, нормальное к оси воздуховода с левой стороны (p_1), больше, чем давление с правой стороны (p_2).

Потеря давления

$$p_2 - p_1 = H_{nm} \text{ кг/м}^2 \text{ или мм вод. ст.}$$

на участке длиной l вызывается сопротивлением воздуховода движению в нем воздуха и представляет собой потерю энергии, затрачиваемой на преодоление сил вязкости при скольжении цилиндрических слоев друг относительно друга. Понимая под вязкостью силы внутреннего трения, потери эти в вентиляционной технике обычно называют потерями на трение.

Таким образом на лобовую поверхность выделенного цилиндра действует сила, равная

$$\pi y^2 H_{nm}.$$

На единицу боковой поверхности цилиндра действует согласно выражению (9—1) сила, обусловленная вязкостью, равная $\mu \frac{dv}{dy}$ и направленная против движения воздуха (фиг. 82). Полная же сила, действующая на всю боковую поверхность $2\pi y l$, равна $2\pi y l \frac{dv}{dy}$.

При равномерном движении сумма сил движущих и сил сопротивления должна быть равна нулю, т. е.

$$\pi y^2 H_{nm} + 2\pi y l \frac{dv}{dy} = 0;$$

отсюда величина градиента скорости по радиусу

$$\frac{dv}{dy} = -\frac{y}{2\mu} \frac{H_{nm}}{l}$$

или, зная из выражения (17—26), что

$$\frac{H_{nm}}{l} = R,$$

т. е. потере давления 1 м длины воздуховода, можно написать величину $\frac{dv}{dy}$ в таком виде:

$$\frac{dv}{dy} = -\frac{R}{2\mu} y;$$

отсюда

$$\int dv = -\frac{R}{2\mu} \int y dy.$$

Обозначив скорость на расстоянии y от оси трубы через v_y , получим

$$v_y = -\frac{R}{2\mu} \frac{y^2}{2} + C.$$

Величину постоянной интегрирования найдем из условия

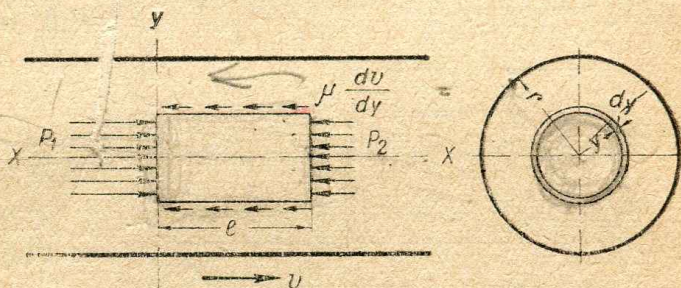
$$v_2 = 0 \text{ при } y = r$$

(скорость на стенке вследствие прилипания жидкости равна нулю).

Отсюда искомая величина скорости в любой точке сечения воздуховода равна

$$v_y = \frac{R}{4\mu} (r^2 - y^2). \quad (18-9)$$

Если, пользуясь полученным выражением скорости, вычислить для нескольких значений y и отложить полученные v_y в продольном сечении воздуховода от концов соответствующих радиусов (y), то получим поле скоро-



Фиг. 82. Силы, действующие на цилиндр жидкости, выделенный в ламинарном потоке

стей, изображенное на фиг. 83. Кривая, соединяющая концы векторов, является параболой, как это видно из выражения (18—9). Если от каждой бесконечно малой площадки поперечного сечения круглого воздуховода отложить вектор скорости, то концы их образуют поверхность параболоида вращения вокруг оси воздуховода.

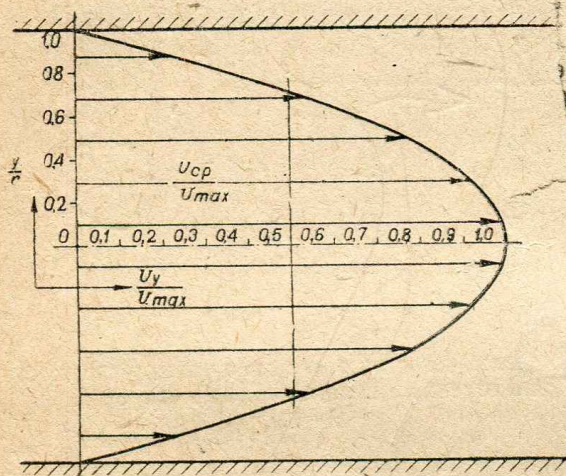
Таким образом поток при ламинарном режиме как бы разлагается на весьма тонкие цилиндрические слои,двигающиеся один внутри другого, наподобие концентрических цилиндров, составляющих складную телескопическую трубу.

В расчетах вентиляционных сетей мы оперируем обычно с величиной средней скорости, равной

$$v_{cp} = \frac{q}{F},$$

где q — объем протекающего воздуха $\text{м}^3/\text{сек.}$, а F — площадь поперечного сечения воздуховода в м^2 .

Определим величину средней скорости при ламинарном режиме. Скорость воздуха в тончайшем цилиндрическом слое, отстоящем от оси на расстоянии y , имеющем толщину dy , можно считать постоянной, и элементарный объем воздуха, протекающий через этот слой, равен



$$dq = 2\pi y dy v_y = \\ = \pi y dy \frac{R}{2\mu} (r^2 - y^2).$$

Следовательно, объемный расход за секунду равен

$$q = \frac{\pi R}{2\mu} \int_0^r y dy (r^2 - y^2) = \\ = \frac{\pi r^4 R}{8\mu}, \quad (18-10)$$

Фиг. 83. Поле скоростей в воздуховоде с ламинарным потоком

а средняя скорость при $F = \pi r^2$ равна

$$v_{cp} = \frac{q}{\pi r^2} = \frac{R}{8\mu} r^2. \quad (18-11)$$

Максимальная скорость (по оси воздуховода), которую можно получить из выражения (18—9), приняв $v = 0$, равная

$$v_{max} = \frac{R}{4\mu} r^2, \quad (18-12)$$

превышает v_{cp} вдвое. В общем виде, который будем применять также при рассмотрении вопросов турбулентного режима,

$$v_{cp} = a v_{max}, \quad (18-13)$$

где $a = 0,5$ для ламинарного потока.

Пользуясь выражениями (18—9 и 18—12), можно написать зависимость v_y от v_{cp} и v_{max} в следующем виде:

$$v_y = \frac{R}{4\mu} r^2 \left[1 - \left(\frac{y}{r} \right)^2 \right] = v_{max} \left[1 - \left(\frac{y}{r} \right)^2 \right] = 2v_{cp} \left[1 - \left(\frac{y}{r} \right)^2 \right]. \quad (18-14)$$

Потеря давления на 1 м длины трубы из ур-ния (18—10)

$$R = 8\mu \frac{1}{r^2} v_{cp}. \quad (18-15)$$

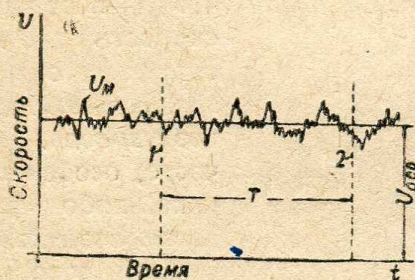
Заменяя r через $\frac{D}{2}$ и исчисляя потерю на l м длины воздуховода, получим

$$H_{\text{ит}} = Rl = 32\mu \frac{l}{D^2} v_{\text{ср}}. \quad (18-16)$$

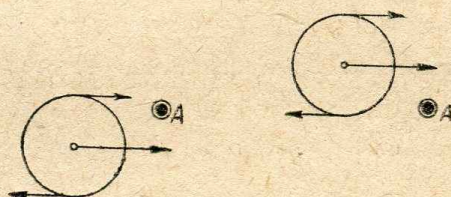
Таким образом мы видим, что потери напора при ламинарном режиме потока пропорциональны скорости (показатель степени при v равен единице; $n=1$, см. фиг. 77).

Зависимость между объемным расходом, радиусом трубы, потерей давления и длиной трубы (ур-ние 18—10) впервые была найдена экспериментальным путем Хагеном и опубликована в 1839 г. Позже, в 1845 г. Стокс вывел закон параболического распределения скоростей (ур-ние 18—9). Однако закон этот называется обычно именем Пуазейля, парижского врача и физика, опубликовавшего в 1840—1841 гг. свои многочисленные и тщательные экспериментальные исследования о законах ламинарного течения воды через стеклянные капиллярные трубки, сделанные в применении к изучению движения крови в капиллярах.

Многочисленные исследования над различными жидкостями в разнообразнейших условиях, произведенные после открытия закона Хагена-Пуазейля, подтвердили предположения о прилипании жидкости к стенке (даже для ртути, не смачивающей стенок трубы, скорость на поверхности их оказалась равной



Фиг. 84. Пульсация мгновенных скоростей в турбулентном потоке и величина осредненной во времени скорости



Фиг. 85. Пульсация скорости, вызываемая изменением положения вихрей относительно точки А

нулю), а также правильность закона в целом и полную реальность представлений о параллельно-струйчатом течении в ламинарном потоке.

Следует отметить, что для ламинарного потока нельзя пользоваться уравнением Бернулли в том виде, в каком оно было выведено при условии постоянства скорости в поперечном сечении струи. Учитывая параболическое поле скоростей, необходимо для случая ламинарного потока внести в уравнение поправку скоростного напора, заключающуюся в замене члена $\frac{v^2}{2g}$

(ур-ние 17—2) членом $\frac{v_{\text{ср}}^2}{g}$.

3. Поле скоростей при турбулентном режиме. Измерение чувствительным прибором скорости в какой-либо точке турбулентного потока показывает, что скорость эта во времени не постоянна, а пульсирует около какой-то средней величины. Самопишущий прибор, регистрирующий мгновенные скорости (v_m), даст при этом зигзагообразную кривую, подобную изображенной на фиг. 84.

Причины такой пульсации становятся понятными при рассмотрении схемы, изображенной на фиг. 85. Приемник А прибора, регистрирующего мгновенную скорость, подвержен действию поступательно движущихся вихрей, которые в зависимости от своего положения относительно А увеличивают или уменьшают мгновенную скорость в этой точке. Скорость, вызываемая пульсацией, колеблется в пределах $\pm 5\%$.

Под скоростью в данной точке турбулентного потока (v_y) мы будем понимать в дальнейшем не истинную мгновенную скорость, а статистически осредненные скорости за некоторый промежуток времени.

Осредненную во времени скорость можно выразить следующим образом:

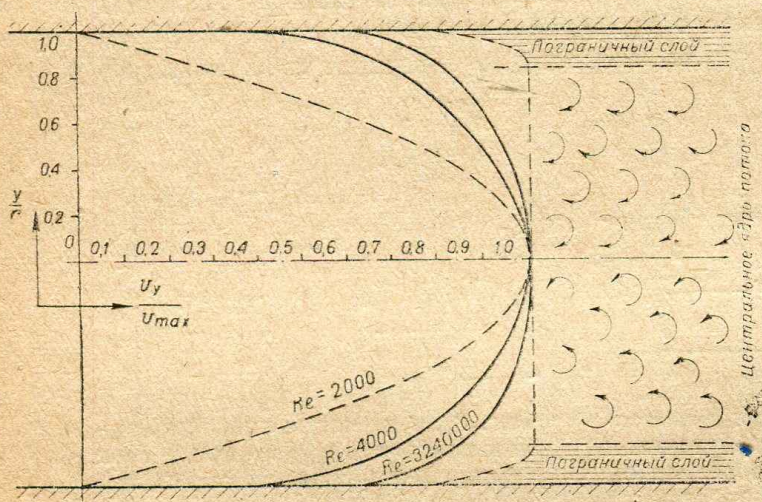
$$v_{оср} = \frac{\int_0^T v_y dt}{T}.$$

Числитель этого выражения представляет собой площадь, ограниченную на фиг. 84 осью абсцисс, ординатами 1 и 2 и кривой v_y . Осредненная скорость представляет собой в графическом выражении высоту прямоугольника, равновеликого указанной площади.

Физическое определение осредненной скорости следующее. Осредненная скорость — это такая постоянная величина для данной элементарной площадки, при которой в течение некоторого промежутка времени через эту площадку проходит такой же объем жидкости, какой в действительности проходит за

то же время при переменных во времени мгновенных скоростях.

Следует отметить, что поступательная скорость отдельных струек потока не всегда направлена по оси воздуховода. Весьма часто, особенно после какой-либо фасонной детали воздуховода (например поворот трубы), поток приходит во вращательное движение, закручивается вокруг оси воздуховода, и частицы жидкости, продвигаясь вперед, описывают полую винтообразную траекторию.



Фиг. 86. Поле скоростей в воздуховоде с турбулентным режимом потока

Закручивание потока, возникшее однажды по той или иной причине, самопроизвольно прекращается весьма затрудненно. Для выпрямления потока обычно применяют решетки, вставляемые в воздуховод, разбивающие поток на несколько параллельных струй.

Измерения осредненной скорости в различных точках поперечного сечения трубы показали, что при турбулентном режиме форма кривой, образующей поле скоростей, изменяется в зависимости от величины числа Рейнольдса.

На фиг. 86 сплошными кривыми показаны в качестве примера два поля скоростей для двух различных чисел Рейнольдса.

Как видно из этого примера, поле скоростей турбулентного потока отличается от поля скоростей ламинарного потока (пунктирная кривая $Re = 2000$) большей выравненностью, меньшим градиентом скорости по радиусу $\left(\frac{dv}{dr}\right)$ в центральной части потока. Кроме того, сплошные кривые фиг. 86 показывают, что с увеличением Re даже после критического числа поле скоростей продолжает выравниваться, как это было отмечено проф. Жуковским Н. Е.¹,

¹ Проф. Н. Е. Жуковский, Теоретические основы воздухоплавания, ГНТИ, 1925, стр. 201.

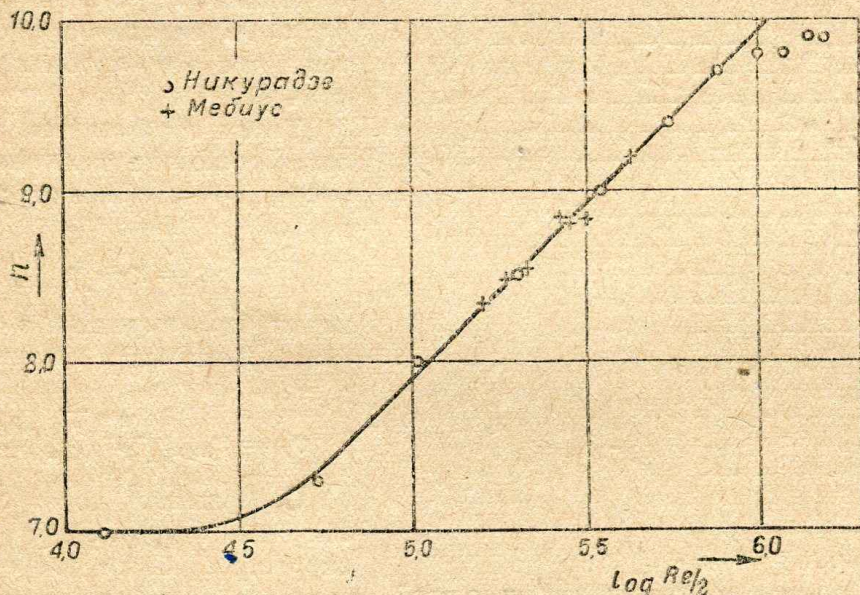
центральная часть кривой становится все более и более плоской. Градиент скорости в центральной области сечения с увеличением Re уменьшается и стремится к нулю при бесконечном увеличении числа Рейнольдса, т. е.

$$\left. \frac{dv}{dr} \right|_{Re \rightarrow \infty} \rightarrow 0$$

Поле скоростей при этом в центральной части потока представляет собой прямую, нормальную к оси, приближаясь в целом к кривой, изображенной пунктиром на фиг. 86.

На распределение скоростей по сечению турбулентного потока влияет также шероховатость стенок трубы, при увеличении которой градиент скорости по радиусу увеличивается.

Одно из принципиальных различий между ламинарным и турбулентным полем скоростей заключается в том, что согласно выражению (18—14) поля



Фиг. 87. Влияние Re на показатель степени закона распределения скоростей в турбулентном потоке

скоростей любого ламинарного потока вполне подобны между собой, независимо от значения числа Рейнольдса. Действительно, поле скоростей, построенное по выражению:

$$\frac{v_y}{v_{\max}} = 1 - \left(\frac{y}{r} \right)^2 \quad (18-14)$$

в безразмерных координатах $\frac{v_y}{v_{\max}}$ и $\frac{y}{r}$ (фиг. 83), применимо к каждому ламинарному потоку. Турбулентное же поле скоростей не может быть выражено такой простой зависимостью.

Аналитическое исследование вопроса о распределении скоростей в турбулентном потоке, подобное сделанному выше для ламинарного потока, встречает до сих пор весьма большие трудности.

На основании измерения скоростей в гладкой цементной трубе диаметром 800 мм Базен (1902 г.) выразил закон распределения скоростей четвертью эллипса.

Через 2 года после этого Христен (1904 г.) выразил закон распределения скоростей в турбулентном потоке параболой восьмого порядка:

$$\frac{v_y}{v_{\max}} = \left(\frac{r-y}{r} \right)^{\frac{1}{8}} \quad (18-17)$$

Из всех предложенных способов аналитического выражения закона распределения скоростей имеет наибольшее распространение и ныне именно этот вид простого степенного закона, достаточно хорошо передающий экспериментальные данные.

Прандтлю и Карману (1921—1924 гг.) на основании данных о сопротивлении движению в трубах путем рассмотрения размерностей величин, входящих в выражение сопротивления, удалось аналитическим путем получить величину показателя степени в выражении (18—17), который в пределах Re примерно до 80 000 оказался равным

$$\frac{1}{n} = \frac{1}{7}.$$

Позднейшие исследования Никурадзе (1930 г.) и Мебиуса (1930 г.), проведенные независимо друг от друга, показали, что величина знаменателя (n) в показателе степени изменяется в зависимости от Re так, как это изображено на фиг. 87.

Таким образом для турбулентного потока величина скорости на расстоянии от стенки, равном

$$c = r - y,$$

может быть выражена в общей форме следующим образом:

$$v_y = v_{\max} \left(\frac{c}{r} \right)^{\frac{1}{n}}. \quad (18-18)$$

Совершенно понятно, что так как турбулентное поле скоростей более выравнено, чем ламинарное, то и средняя скорость потока в этом случае несколько выше.

Фиг. 88. Отношение между средней и осевой скоростями турбулентного потока в зависимости от числа Рейнольдса

Действительно величина a в ур-нии (18—13) по опытам Вильямс Гэбел и Фенкелла (1902 г.) для железных труб с умеренной шероховатостью при диаметрах от 305 до 1700 мм равна

$$a = 0,840 \pm 0,035 \quad (18-19)$$

вместо $a = 0,5$ при ламинарном потоке.

Выше было указано, что градиент скорости по радиусу в турбулентном потоке убывает с увеличением Re . Вследствие этого следует ожидать такой зависимости величины $a = \frac{v_{cp}}{v_{\max}}$ от числа Рейнольдса, при которой a возрастает с увеличением Re .

Весьма тщательно обставленные эксперименты Стантона и Паннела (1914 г.) дали кривую зависимости a от Re , изображенную на фиг. 88. Как видно из этой кривой, приближенное выражение (18—19) достаточно точно в области больших значений Re . Следует отметить, что на оси абсцисс (фиг. 88) отложены так называемые осевые числа Рейнольдса, т. е. величины, найденные не по средней, а по максимальной осредненной скорости, наблюдающейся на оси.

Шиллер и Германи (1930 г.) рекомендуют следующую величину $\frac{v_{cp}}{v_{\max}}$:

$$a = \frac{2n^2}{(n+1)(2n+1)}. \quad (18-20)$$

Значения α можно принимать в зависимости от Re по кривой, изображенной на фиг. 87.

Величины α , приведенные на фиг. 88 и получаемые по выражениям (18—19) и (18—20), весьма мало разнятся между собой, колеблясь в пределах 5% для одинаковых значений Re .

Из изложенного о распределении скоростей в турбулентных потоках совершенно ясно, что при определении расхода воздуха по его скорости нельзя ограничиться измерением ее только в одной какой-либо точке. Для этого нужно измерить скорость во многих точках и найти ее среднюю величину.

Следует также предостеречь от возможных ошибок, могущих произойти при пользовании выражениями (18—19, 18—20) и кривой, изображенной на фиг. 88. Чтобы ускорить производство испытаний и избежать измерений в нескольких точках поперечного сечения воздуховода, можно измерить скорость в одной точке сечения в центре его (v_{\max}) и по этой величине, пользуясь приведенными выражениями α или кривой, найти искомую среднюю скорость. Следует, однако, помнить, что результат будет верен лишь в том случае, если поток ничем не возмущен. Возмущения в потоке, вызываемые входом в трубу, затухают лишь на расстоянии около 50 диаметров от входа. Таким образом в случае, например, цилиндрического прямолинейного воздуховода диаметром 300 мм можно судить о средней скорости по максимальной ее величине лишь на расстоянии 15 м от входа в трубу. Такие же возмущения вызывают повороты воздуховода, присоединения к основной магистрали ответвлений и прочие детали вентиляционных сетей.

При изложении вопросов распределения скоростей в ламинарном потоке мы отметили необходимость внесения в уравнение Бернулли поправки скоростного напора, вызываемой параболическим профилем скоростей, при котором максимальная скорость в два раза больше средней. Так как разница между максимальной и средней скоростями турбулентного потока гораздо меньше, то поправка скоростного напора настолько мала, что в практике расчетов воздухопроводов ею часто пренебрегают.

Понятия о кривой распределения скоростей в поперечном сечении потока недостаточно, для того чтобы ясно представить себе картину явлений, возникающих при движении воздуха в трубах. Физическая сущность этих явлений и сопротивления воздухопроводов движению воздуха в них не могут быть поняты на основе устаревших воззрений классической гидродинамики. Необходимо хотя бы общее представление о теории пограничного слоя профессора Прандтля, являющейся одной из основ современной аэродинамики.

Выше было показано, что сопротивление движению при ламинарном режиме обусловлено вязкостью, т. е. силами внутреннего трения слоев при перемещении их друг относительно друга. Силы вязкости при этом оказались пропорциональными первой степени скорости потока.

При увеличении скорости в потоке начинают преобладать силы инерции, настолько быстро возрастающие пропорционально квадрату скорости, что вязкость уже не может предотвратить вихреобразования, происходящего вследствие срыва струй с мелких выступов шероховатой поверхности стенки трубы. Вихри эти, образуемые за неровностями стенки, очищаются потоком, относятся внутрь него, расплываются и образуют сложный турбулентный режим.

Интенсивное перемешивание потока вихрями, особенно в центральной части сечения, где мало сказывается тормозящее влияние стенок трубы, выравнивает поле скоростей до того, что градиент скорости по радиусу в этой части потока становится близким нулю.

На основе большого количества тщательно обставленных собственных наблюдений и анализа результатов полуторавековых работ в области изучения вопросов движения жидкостей и газов проф. Прандтль сформулировал свою теорию структуры потока, отличительной особенностью которой является утверждение о том, что турбулентных потоков в чистом виде в природе не

существует. Структура потока в трубе при $Re > 2320$ двойственна, по Прандтлю, и представляет собой комбинацию ламинарного режима в слое, прилегающем к стенкам трубы, названном им пограничным слоем, и турбулентного в центральной части сечения, названной им ядром потока.

Схематически эти две части турбулентного потока показаны на фиг. 86.

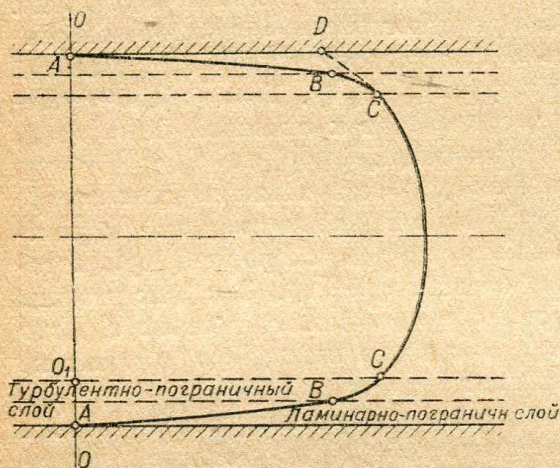
Центральное ядро потока, занимающее большую часть поперечного сечения его, характеризуется весьма малым градиентом скорости по радиусу. Причина этого заключается, как уже было отмечено ранее, в перемешивающем и выравнивающем действии вихрей турбулентного потока, действительно существующего в этой части сечения.

Пограничный слой, называемый иногда переходным, прилегает непосредственно к стенкам трубы и имеет поле скоростей, приближающееся к параболическому, соответствующему ламинарному режиму. В этом слое совершается, по Прандтлю, непрерывный переход от скорости, равной нулю на стенке трубы, до конечной и достаточно большой скорости на границе с ядром потока.

Толщина пограничного слоя при резко выраженном турбулентном режиме ничтожна и не превышает в большинстве практических случаев 1 мм, возрастающая при уменьшении числа Re ; при $Re < Re_{кр}$ пограничный слой доходит до оси трубы, и поток обращается в чисто ламинарный.

Характер движения в ядре потока приближается, судя по распределению скоростей в нем, к движению идеальной жидкости, что происходит, как было уже отмечено, вследствие резко возросшего значения сил инерции и ничтожного по сравнению с ним влияния сил вязкости.

Прандтль своей теорией опроверг наличие разрыва скоростей. В пограничном слое Прандтля скорости изменяются непрерывно от нуля до некоторой конечной величины O_1C на границе с ядром потока.



Фиг. 89. Распределение скоростей в пограничном слое Прандтля

Зоной трения, по Прандтлю, является пограничный слой, который в свою очередь следует рассматривать, как состоящий из двух слоев:

1) обволакивающий пограничный слой, в пределах которого существует резко выраженный ламинарный режим течения, возрастание скорости в котором происходит приблизительно по линейному закону (кривая AB на фиг. 89); эту часть пограничного слоя можно назвать в соответствии с явно выраженным режимом ее ламинарно-пограничным слоем;

2) переходный пограничный слой, в пределах которого совершается переход от чисто ламинарного режима к вполне турбулентному на границе с областью ядра потока; возрастание скорости происходит здесь уже более замедленно (кривая BC) по закону дробной показательной функции, характерному для турбулентного режима, в связи с чем эту часть пограничного слоя можно назвать турбулентно-пограничным слоем. Таким образом по новым воззрениям пограничный слой не остается неподвижным, а движется ламинарно и подвержен влиянию шероховатости стенок трубы.

Огромнейшее значение теории проф. Прандтля, расценившей поток на две принципиально различные области, заключается в том, что к области ядра, движение в котором весьма близко к течению идеальной жидкости, приложимы классические уравнения гидродинамики совершенной жидкости. Область пограничного слоя должна изучаться при помощи применения уравнений движения вязкой жидкости. Такое раздельное изучение реального потока

оказалось несравненно плодотворнее суммарного рассмотрения потока в целом, применявшегося до Прандтля.

• Пример 32. Построить в безразмерных координатах $\left(\frac{y}{r} \text{ и } \frac{v_y}{v_{\max}}\right)$ поля скоростей для воздуховода диаметром 500 мм при средних скоростях в нем, равных 5; 10 и 25 м/сек.

• Решение. Зная, что градиент скорости в ядре потока мал, возьмем для построения кривых большее количество точек в области, прилегающей к стенке воздуховода, а именно:

$$\begin{array}{cccccccc} c = & 5 & - & 10 & - & 20 & - & 50 & - & 100 & - & 175 \text{ мм} \\ y = r - c = & 245 & - & 240 & - & 230 & - & 200 & - & 150 & - & 75 \text{ „} \\ \frac{y}{r} = & 0,98 & - & 0,96 & - & 0,92 & - & 0,90 & - & 0,60 & - & 0,3 \text{ „} \end{array}$$

Числа Рейнольдса для заданных условий:

$$Re_5 = 66\,666 \, vD = 66\,666 \times 5 \times 0,5 \cong 166\,500$$

$$Re_{10} = 66\,666 \, vD = 66\,666 \times 10 \times 0,5 \cong 333\,000$$

$$Re_{25} = 66\,666 \, vD = 66\,666 \times 25 \times 0,5 \cong 833\,000.$$

Логарифмы Re и соответствующие им величины n :

$$\lg \frac{Re_5}{2} = 4,92; \quad n = 7,7$$

$$\lg \frac{Re_{10}}{2} = 5,22; \quad n = 8,4$$

$$\lg \frac{Re_{25}}{2} = 5,62; \quad n = 9,2.$$

По выражению

$$\frac{v_y}{v_{\max}} = \left(\frac{c}{r}\right)^{1/n},$$

пользуясь найденными величинами n , вычисляем искомые значения для принятых величин $\left(\frac{y}{r}\right)$:

$$\frac{y}{r} = 0,98 \quad - \quad 0,96 \quad - \quad 0,92 \quad - \quad 0,80 \quad - \quad 0,60 \quad - \quad 0,30$$

$$\frac{c}{r} = 0,02 \quad - \quad 0,04 \quad - \quad 0,08 \quad - \quad 0,20 \quad - \quad 0,40 \quad - \quad 0,70$$

$$\frac{v_y}{v_{\max}} \left(\frac{c}{r}\right)^{1/7,7} = 0,601 \quad - \quad 0,658 \quad - \quad 0,704 \quad - \quad 0,812 \quad - \quad 0,890 \quad - \quad 0,956$$

$$\frac{v_y}{v_{\max}} \left(\frac{c}{r}\right)^{1/8,4} = 0,629 \quad - \quad 0,683 \quad - \quad 0,741 \quad - \quad 0,826 \quad - \quad 0,898 \quad - \quad 0,959$$

$$\frac{v_y}{v_{\max}} \left(\frac{c}{r}\right)^{1/9,2} = 0,654 \quad - \quad 0,706 \quad - \quad 0,760 \quad - \quad 0,840 \quad - \quad 0,906 \quad - \quad 0,963$$

По полученным значениям $\frac{v_y}{v_{\max}}$ строим кривые распределения скоростей, показанные на фиг. 90. Кривая для $v_{cp} = 10$ м/сек. не построена на данной фигуре.

(Результат: фиг. 90.)

• Пример 33. Чему равны максимальные скорости в воздуховоде диаметром 500 мм при средних скоростях, указанных в примере 32?

● Решение. Пользуясь величинами n , найденными в предыдущем примере, определим величины a :

$$a_5 = \frac{2 \times 7,7^2}{8,7 \times 16,4} = 0,832; \quad a_{10} = \frac{2 \times 8,4^2}{9,4 \times 17,8} = 0,844;$$

$$a_{25} = \frac{2 \times 9,2^2}{10,2 \times 19,4} = 0,855.$$

Величины максимальных скоростей:

$$v_{\max 5} = \frac{5,0}{0,832} = 6,0 \text{ м/сек.}, \quad v_{\max 10} = \frac{10,0}{0,844} = 11,85 \text{ м/сек.}$$

$$v_{\max 25} = \frac{25,0}{0,855} = 29,2 \text{ м/сек.}$$

4. Потери напора при турбулентном режиме. Для случая ламинарного режима аналитическим путем было получено следующее выражение величины потери напора при движении потока в круглой трубе:

$$H_{lm} = 32 \mu \frac{l}{D^2} v, \quad (18-16)$$

где под v мы понимаем среднюю скорость (v_{cp}).

Выражение это следует рассматривать лишь как вид, пригодный для частного случая ламинарного режима. Для того чтобы придать этому выражению общий вид, введем в него число Рейнольдса, характеризующее режим, и равное

$$Re = \frac{vD}{\nu} = \frac{vD\rho}{\mu} = \frac{\gamma vD}{\mu g}.$$

Абсолютная вязкость, выраженная через Re ,

$$\mu = \frac{\gamma vD}{g Re},$$

будучи подставлена в ур-ние (18-16), приведет его к виду:

$$H_{lm} = \frac{32}{Re} \frac{l}{D} \frac{\gamma v^2}{g}$$

или

$$H_{lm} = \frac{64}{Re} \frac{l}{D} \frac{\gamma v^2}{2g}. \quad (18-21)$$

Обозначив через λ величину $\frac{64}{Re}$, т. е.

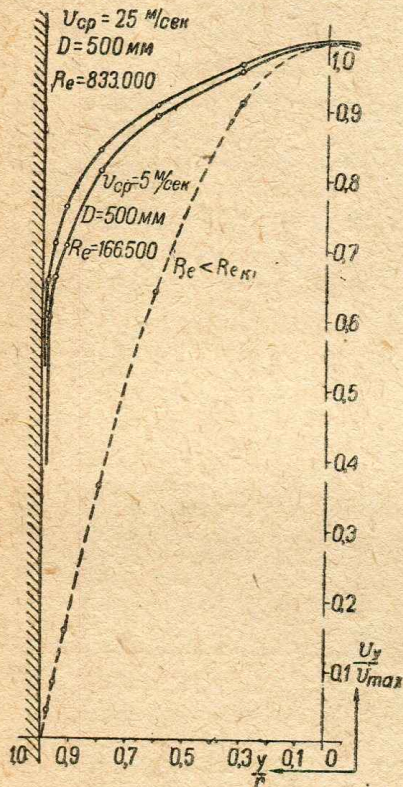
$$\lambda = \frac{64}{Re}, \quad (18-22)$$

получим в окончательном виде

$$H_{lm} = \lambda \frac{l}{D} \frac{\gamma v^2}{2g} = \lambda \frac{l}{D} \frac{\rho v^2}{2}, \quad (18-23)$$

где λ — коэффициент сопротивления трубы, называемый иногда недостаточно точно коэффициентом трения. Коэффициент этот — безразмерная величина, как ясно из выражения (18-22).

Следует отметить, что выражение (18-23), являющееся одним из основных в гидро- и аэродинамике трубопроводов, предложенное за четверть века до исследований Рейнольдса французским гидравликом Дарси (1857 г.),



Фиг. 90. Распределение скоростей в воздуховоде при средних скоростях от 5 до 25 м/сек.

было воспринято Вейсбахом, именем которого оно иногда называется, и стало общепринятым в практике расчета трубопроводов.

Выражение (18—23) является общим как для турбулентного, так и для ламинарного режима. Однако из этого не следует делать ложного заключения, что потеря напора при ламинарном режиме пропорциональна квадрату скорости, как это можно представить себе при поверхностном знакомстве с выражением (18—23). Совершенно ясно, что выражение это, имея одним из сомножителей λ , который для ламинарного режима равен $\lambda = \frac{64}{Re} = \frac{64\nu}{vD}$,

указывает, что потери напора в этом случае пропорциональны первой степени скорости, так как в знаменатель λ входит Re , а следовательно, и v в первой степени.

Понятно также, что если бы в знаменатель λ входило Re в степени, меньшей единицы, то потери напора были бы пропорциональны v в степени, большей единицы. Действительно, для турбулентного режима коэффициент сопротивления гладких труб можно представить в следующей общей форме

$$\lambda = \frac{A}{Re^m},$$

где m — величина, меньшая единицы.

Высказанное положение об общей форме выражения λ можно доказать анализом размерностей величин, определяющих собой потерю напора.

Потеря напора прямо пропорциональна длине трубы (l) и зависит от величин вязкости (ν), объемного веса (γ), диаметра трубы (D) и скорости потока (v), т. е. в общей форме:

$$H_{nm} = \frac{A}{2g} l^x \nu^y D^z v^n \text{ кг/м}^2 \quad (18-24)$$

где x , y , z и n — показатели, величина которых нами пока не выяснена;

A — безразмерная постоянная величина, значение которой приведено ниже.

Попытаемся определить величины показателей степени в общем выражении H_{nm} . Для этого, зная, что размерности правой и левой частей одинаковы, напишем уравнение их:

$$\left(\frac{\text{кг}}{\text{м}^2}\right) = \left(\frac{\text{сек.}^2}{\text{м}}\right) (\text{м}) \left(\frac{\text{м}^2}{\text{сек.}}\right)^x \left(\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}\right)^y (\text{м})^z \left(\frac{\text{м}}{\text{сек.}}\right)^n.$$

Отсюда показатели при отдельных единицах измерения должны удовлетворять следующим уравнениям:

$$\begin{aligned} \text{При (кг)} \quad & 1 = y; \\ \text{" (м)} \quad & -2 = -1 + 1 + 2x - 3y + z + n; \\ \text{" (сек.)} \quad & 0 = 2 - x - n. \end{aligned}$$

Имея три этих уравнения, мы можем из четырех неизвестных величин (x , y , z и n) определить три (x , y и z) в зависимости от четвертой (n); при этом получим:

$$x = 2 - n; \quad y = 1; \quad z = n - 3.$$

Следовательно, выражение (18—24) можно написать так:

$$H_{nm} = \frac{A}{2g} l v^{2-n} \gamma D^{n-3} v^n. \quad (18-25)$$

Приравнивая друг к другу выражения (18—23 и 18—25), мы можем найти в общей форме выражение коэффициента сопротивления для гладких труб:

$$\lambda = A v^{2-n} D^{n-2} v^{n-2} = A \frac{v^{2-n}}{v^{2-n} D^{2-n}},$$

$$\frac{v^{2-n}}{v^{2-n} D^{2-n}} = \frac{1}{Re^{2-n}}$$

и, следовательно, в общей форме

$$\lambda = \frac{A}{Re^m}, \quad (18-26)$$

где $m = 2 - n$.

Это выражение λ применимо как для ламинарных, так и для турбулентных потоков. Для ламинарных потоков (см. 18—22) $A = 64$, $m = 1$. Для турбулентных — A принимает другое значение (см. п. 5 этого параграфа), а $m < 1$, вследствие чего H_{nm} пропорционально скорости потока в степени, большей единицы.

Выражение (18—23) написано в применении к воздуховодам круглого сечения. Для воздухопроводов любого другого сечения следует выразить H_{nm} через гидравлический радиус сечения трубы, который, как известно, равен

$$R_z = \frac{F}{P} \text{ м}, \quad (18-27)$$

где F — площадь сечения воздуховода в свету;

P — внутренний периметр его.

Для круглого сечения

$$R_z = \frac{\pi D^2}{4} : \pi D = \frac{D}{4},$$

откуда

$$D = 4R_z.$$

Заменяя D в выражении (18—23) величиной $4R_z$, получим более общее выражение потерь давления на трение в трубе любого сечения:

$$H_{nm} = \frac{\lambda}{4} \frac{l}{R_z} \frac{\gamma v^2}{2g} \quad (18-28)$$

или

$$H_{nm} = \frac{\lambda}{4} \frac{P}{F} \frac{\gamma v^2}{2g} l. \quad (18-29)$$

Из воздухопроводов с сечением, отличным от круглого, в практике вентиляционных установок встречаются обычно лишь воздухопроводы прямоугольного и квадратного сечений. При расчете вентиляционных сетей с такими сечениями пользуются все же выражением (18—23), а также таблицами или номограммами, для него составленными, характеризуя прямоугольное сечение со сторонами a и b так называемым эквивалентным диаметром (D_e), подставляемым вместо D , величина которого из условия равенства гидравлических радиусов для круглого и прямоугольного сечения равна:

$$\frac{D_e}{4} = \frac{ab}{2(a+b)},$$

$$D_e = \frac{2ab}{a+b}. \quad (18-30)$$

Для квадратного сечения со стороной a

$$D_e = a. \quad (18-31)$$

Определяя общую форму λ (18—26), мы совершенно не вводили в свои рассуждения понятия о шероховатости стенок трубы, которая несомненно должна оказывать влияние на величину сопротивления трубы движению в ней потока. Это было неслучайно, так как мы подчеркивали, что приведенная общая форма λ относится к гладким трубам.

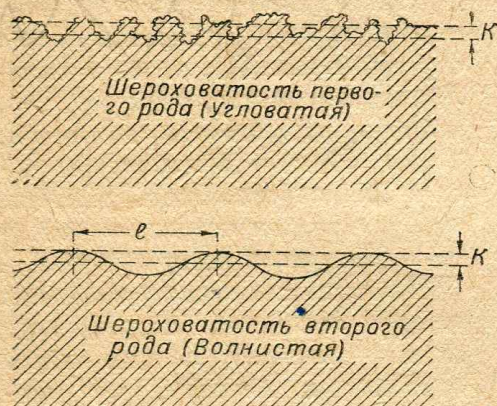
Перед тем как рассматривать вопрос о влиянии шероховатости на сопротивление движению, необходимо определить, каким путем следует характеризовать шероховатость стенок воздуховодов.

Шероховатость может характеризоваться, с одной стороны, характером неровностей (фиг. 91), а с другой, — величиной их.

Различают в основном два вида шероховатости:

1) угловатая, или шероховатость первого рода, характеризующаяся угловатыми, зигзагообразными, шершавыми выступами неправильных очертаний;

2) волнистая, или шероховатость второго рода, характеризующаяся плавными очертаниями выступов.



Фиг. 91. Два рода шероховатости стенок воздуховодов



Фиг. 92. Влияние толщины пограничного слоя на коэффициент сопротивления шероховатой трубы

Профиль стенки реального воздуховода может иметь оба рода шероховатостей, но из них выявляется в гидравлическом отношении тот, который вызывает большие сопротивления, а именно: при малых Re — шероховатость второго рода, при больших — первого рода.

Степень шероховатости может быть охарактеризована средней высотой выступов (см. фиг. 91). Средняя высота неровностей (K), выраженная, например, в миллиметрах, называется абсолютной геометрической шероховатостью.

Отношение средней высоты выступов к диаметру трубы, т. е.

$$\epsilon = \frac{K}{D}, \quad (18-32)$$

называется относительной геометрической шероховатостью.

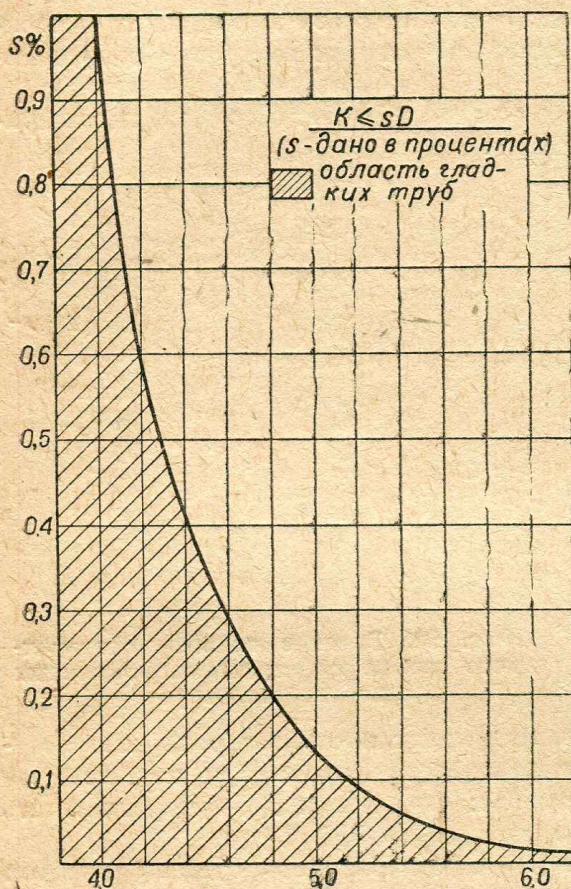
Геометрические характеристики шероховатости не могут все же вполне определить сопротивление трубы. В связи с этим существует понятие о так называемой гидравлической шероховатости, определяемой величиной сопротивлений.

Опыт показывает, что в шероховатых трубах при увеличении, например, скорости (при возрастании Re вообще) обнаруживается вдруг повышение гидравлической шероховатости, увеличение λ , несмотря на то что абсолютная и относительная геометрические шероховатости остались неизменными.

Как известно из общего выражения λ для гладких труб (18—26), с возрастанием Re должно наблюдаться обратное явление, а именно λ должна уменьшаться.

Это противоречие объясняется кратко изложенной ранее теорией пограничного слоя проф. Прандтля. Действительно, если толщина пограничного слоя больше высоты выступов (δ , на фиг. 92), то последние целиком покрываются пограничным слоем, в котором, как известно, господствует ламинарный режим. При малых скоростях, характерных для пограничного слоя, поток плавно обтекает неровности шероховатой трубы, которые не оказывают при этом влияния на характер потока в трубе, на степень его завихренности. Величина λ с увеличением Re будет при этом падать.

С увеличением скорости (числа Re вообще) толщина пограничного слоя уменьшается, как это было указано в предыдущем пункте этого параграфа,



Фиг. 93. Область гладких труб в зависимости от рейнольдсова числа

и по достижении известной величины Re может стать меньше (δ_2) высоты выступов. При этом выступы будут усиливать вихреобразование, как показано схематически на фиг. 92, и вызывать дополнительные затраты энергии, что выразится в повышении λ с увеличением Re , т. е. в выявлении зависимости, обратной той, которая наблюдалась до этого. Таким образом при больших числах Re шероховатость является турбулизатором потока, вызывающим увеличение потерь напора.

Изложенные взаимоотношения между толщиной пограничного слоя и степенью шероховатости приводят к выводам, что воздуховоды следует считать гладкими в том случае, если высота выступов, т. е. абсолютная геометрическая шероховатость трубы, меньше толщины пограничного слоя.

Толщина пограничного слоя, по Прандтлю, зависит от диаметра трубы и Re , вследствие чего сделанный выше вывод можно сформулировать следующим образом. Воздуховод следует считать гладким, если

$$\varepsilon = \frac{K}{D} \leq \frac{30}{Re^{0,875}} \quad (18-33)$$

К шероховатым воздуховодам, не удовлетворяющим этому требованию, приложимо все сказанное выше о сопротивлении гладких труб.

На фиг. 93 представлена область труб, которые следует считать гладкими. Ординаты этого графика представляют собой левую часть ур-ния (18—33), умноженную на 100. Совершенно ясно, что понятие „гладкая труба“ — относительное и зависит не только от собственно трубы, но и от характера потока, в ней протекающего.

Определим, к какой категории, гладких или шероховатых, труб следует отнести воздуховод диаметром 100 мм, если абсолютная геометрическая шероховатость его равна 0,1 мм. Подобный вопрос практически весьма важен, ибо ответ на него должен указать, какими выражениями следует пользоваться

при подсчете потерь напора в данном воздуховоде. При данной формулировке вопрос этот не имеет определенного ответа, так как указанный воздуховод может быть и гладким и шероховатым в зависимости от скорости потока в нем.

Предположим, что данный воздуховод вентиляционного типа и скорость воздуха в нем равна 10 м/сек. Тогда

$$Re = 66\,666 \times 10 \times 0,1 = 66\,666; \lg Re = 4,82.$$

Соответствующее этому $\lg Re$ значение S равно примерно 0,18%. Трубу следует считать гладкой в том случае, если

$$K \leq sD.$$

В нашем случае

$$sD = \frac{0,18}{100} 100 = 0,18 \text{ мм}$$

и, следовательно, поскольку

$$0,10 < 0,18$$

воздуховод следует считать гладким и рассчитывать по выражениям λ , приведенным выше.

Но если тот же воздуховод служит, например, целям пневматического транспорта и скорость воздуха в нем равна 35 м/сек., то

$$Re = 66\,666 \times 35 \times 0,1 = 234\,000; \lg Re = 5,37; s = 0,07\%;$$

$$sD = \frac{0,07}{100} 100 = 0,07 \text{ мм}; 0,10 > 0,07,$$

и тот же воздуховод следует считать шероховатым, и к нему нельзя применять известные выражения λ . Значения λ для шероховатых воздухопроводов приведены ниже.

Коэффициент сопротивления является функцией не только числа Рейнольдса, но и степени шероховатости, т. е.

$$\lambda = \Phi(Re, \epsilon). \quad (18-34)$$

Вывод этот совершенно ясен, ибо при одном и том же Re , но при различной шероховатости стенок воздухопроводов величина λ тем больше, чем больше степень шероховатости и чем выше значение ϵ .

Однако не следует ошибочно считать, что вывод этот находится в противоречии с выражением (18-26), в котором λ является функцией лишь Re . Выражение это вполне правильно для труб, названных выше гладкими.

Абсолютную геометрическую шероховатость железных труб на основании данных исследований Эберле (1908 г.) и позднейших исследований Всесоюзного теплотехнического института¹ (1934 г.) можно считать равной примерно

$$K = 0,08 \div 0,10 \text{ мм.}$$

Приведенная величина K , нужно полагать, достаточно хорошо характеризует и воздухопроводы мельниц и элеваторов, являясь, повидимому, наибольшей предельной величиной для них.

Однако вопрос о действительной шероховатости воздухопроводов мельниц и элеваторов, под которой мы понимаем выявляющуюся при эксплуатации, осложняется образованием на стенках воздухопроводов пылевых осадений и тестовых корок (см. § 8, п. 6), а также коррозией, несомненно увеличивающих шероховатость стенки.

¹ Копьев С. Ф., Действительные и расчетные гидравлические потери в теплопроводах, ж. „Тепло и сила“, № 11, 1934.

• Пример 34. Чему равен коэффициент сопротивления железной трубы диаметром 200 мм, если при протекании во всасывающей трубе 18,9 м³/мин. воздуха потери напора, измеренные по схеме, представленной на фиг. 94, при $l = 10$ м равны 5,18 мм вод. ст. (воздух считать стандартным)?

• Решение. По ф-ле (18—23) для круглых труб

$$H_{nm} = \lambda \frac{l}{D} \frac{\rho v^2}{2}.$$

Отсюда

$$\lambda = \frac{H_{nm}}{l} \frac{2D}{\rho v^2}.$$

По условиям измерения H_{nm}

$$v = \frac{4Q}{60\pi D^2} = \frac{4 \times 18,9}{60 \times 3,14 \times 0,2^2} = 10 \text{ м/сек.}; l = 10 \text{ м}; \rho = 0,122 \text{ кг} \times \text{сек}^2/\text{м}^4.$$

Следовательно,

$$\lambda = \frac{5,18}{10} \frac{2 \times 0,2}{0,122 \times 10^2} = 0,017$$

(Результат: $\lambda = 0,017$.)

Измерять потери напора по разности статических давлений или разрежений (см. фиг. 94) можно лишь в том случае, если поперечное сечение трубы на исследуемом участке вполне постоянно. Лучшим способом, пригодным для всех случаев, является определение потерь по разности полных напоров (пример на фиг. 125).

5. Значения коэффициентов сопротивления трубы для чистого воздуха. Для полученного нами общего выражения коэффициента сопротивления гладких труб: *

$$\lambda = \frac{A}{\text{Re}^m}, \quad (18-26)$$

Блазиус (1913 г.) на основании экспериментальных исследований, проводившихся над водой и воздухом в пределах Re до 100 000, рекомендует следующие величины:

$$A = 0,3164; m = 0,25.$$

Величина A определена Блазиусом с отклонениями в среднем до 7%. Якоб (1922 г.) также на основании экспериментов над водой и воздухом в пределах Re до 70 000 рекомендует принимать $A = 0,327$ и $m = 0,254$.

Лейбензон Л. С. (1931 г.) на основании опытов проф. Саханова и инж. Кашеева рекомендует¹ при расчете увеличивать значение A в формуле Блазиуса на 7—10%, т. е. доводить A до величины, равной примерно

$$A = 0,35 \text{ при } m = 0,25.$$

То же на основании сделанного д-ром Билем (1927 г.) сравнения результатов работ Якоба с экспериментальными данными Баббе (1913 г.) рекомендует и проф. Давидсон П. Л. (1936 г.), предлагая принимать $A = 0,3543$ (увеличение на 12% по сравнению с A по Блазиусу) при такой же величине m .

Таким образом мы видим, что многочисленные эксперименты и сопоставление результатов их позволяют считать достоверным для технических расчетов, что в пределах Re до 100 000

$$\lambda = \frac{0,35}{\text{Re}^{0,25}}. \quad (18-35)$$

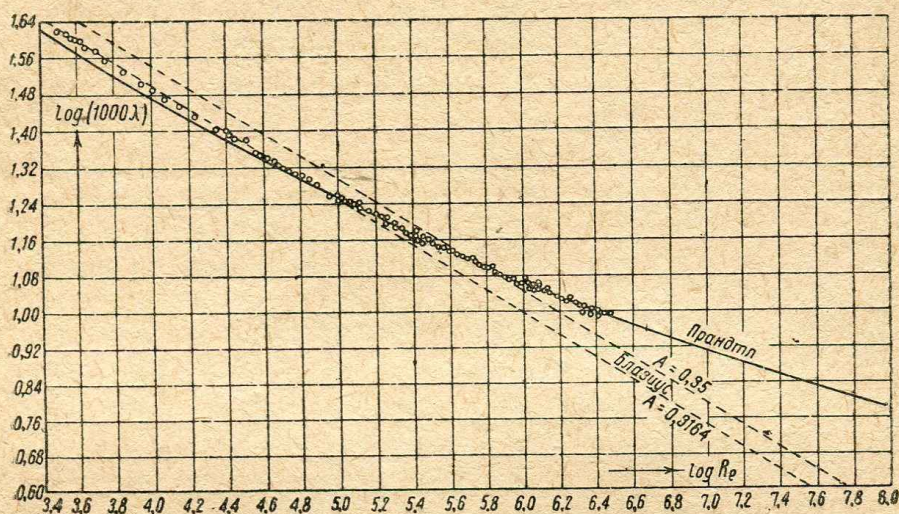
¹ Проф. Лейбензон Л. С., Руководство по нефтепромысловой механике, ч. I, Гидравлика, стр. 93, 1931.

На фиг. 95 изображены величины λ по формуле Блазиуса при $A=0,3164$ и $A=0,35$ в сопоставлении с данными точных исследований Никурадзе (1932 г.) и Прандтля (1932 г.).

Из приведенных кривых ясно, что в пределах Re до 100 000 ($\lg Re = 5$) формула Блазиуса с $A=0,3164$ очень хорошо совпадает с фактическими экспериментальными точками Никурадзе. Для Re , больших 100 000, формула Блазиуса (с $A=0,3164$) дает преуменьшенные значения λ .

Формула Блазиуса с 10—12%-ной надбавкой ($A=0,35$) хотя и не выражает точно фактической закономерности изменения λ (верхняя пунктирная прямая), но дает некоторый запас, при расчетах по ней, предусматривающий условия эксплуатации труб (осадки на стенках трубы, запыленный воздух и т. п.).

Следует отметить, что наличие запаса в областях малых значений Re позволяет пользоваться выражением (18—35) в пределах Re до 1 000 000.



Фиг. 95. Коэффициент сопротивления гладких труб по формулам Блазиуса (при $A=0,3164$ и $A=0,35$), Прандтля и исследованиям Никурадзе (отмечены точками)

Для Re , больших 100 000, результаты фактических наблюдений укладываются в следующее выражение коэффициента сопротивления:

$$\lambda = B + \frac{C}{Re^z}. \quad (18-36)$$

Лиз (1915 г.) на основании экспериментов над водой и воздухом в пределах Re до 420 000 рекомендует принимать

$$B = 0,00714; C = 0,6104; z = 0,35.$$

Не останавливаясь на последующих предложениях в отношении величин B , C и z , сделанных рядом исследователей и зачастую мало отличавшихся от рекомендованных Лизом, укажем, что наиболее обстоятельные до сего времени исследования были проведены Никурадзе в Геттингенской лаборатории проф. Прандтля (1932 г.) в пределах Re до 3 240 000. Исследования показали, что в этих пределах

$$B = 0,0032; C = 0,221; z = 0,237.$$

Выражение:

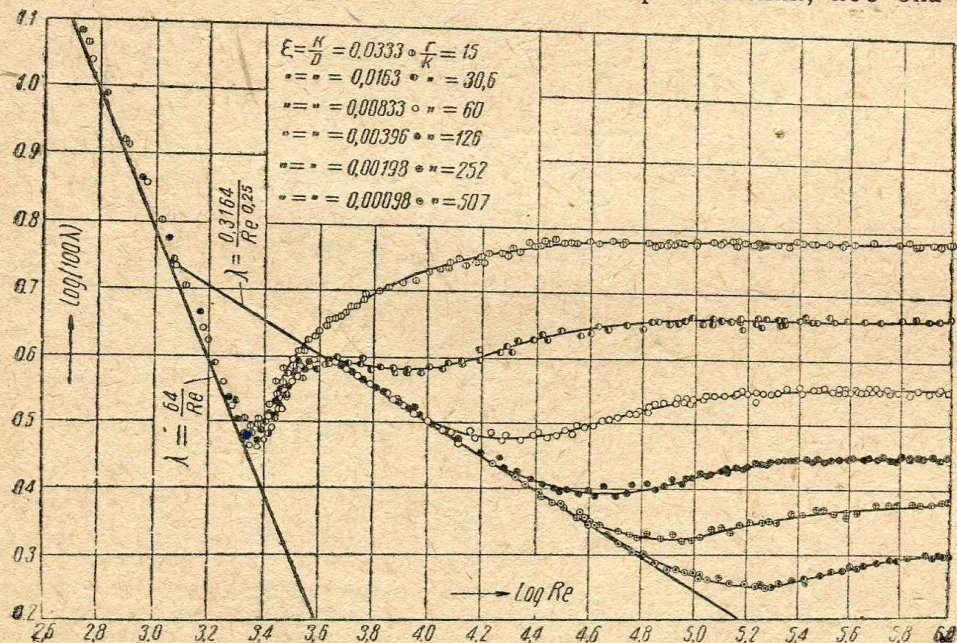
$$\lambda = 0,0032 + \frac{0,221}{Re^{0,237}}, \quad (18-37)$$

соответствует прямой, которую можно провести на фиг. 95 через экспериментально найденные точки в пределах $\lg Re$ от 5,0 до 6,5 (Re от 100 000 до 3 240 000).

Прандтль (1932 г.) рекомендует выражение λ , большая значимость которого состоит в том, что оно является не чисто эмпирическим, а выведенным на основе теории турбулентного течения. Выражение это, хорошо передающее результаты наблюдений для всей исследованной области от $Re = 2500$ до $Re = 3\,240\,000$, имеет следующий вид:

$$\lambda = \frac{1}{[2 \lg (Re \sqrt{\lambda}) - 0,8]^2} \quad (18-38)$$

Кривая, соответствующая этому выражению, изображена на фиг. 95 сплошной линией. Преимущества этого выражения состоят в том, что оно избавляет от необходимости пользоваться для нахождения λ двумя формулами (18-26 и 18-36), передавая фактическую закономерность одним уравнением. Техническое неудобство этого выражения заключается в необходимости определять величину λ путем последовательных приближений, ибо она входит



Фиг. 96. Коэффициент сопротивления шероховатых труб по исследованиям Никурадзе

и в правую и в левую части выражения. Фиг. 95 и выражения (18-26) (18-36) и (18-38) характеризуют изменения λ в зависимости от Re для турбулентного потока в трубах, которые можно считать гладкими (уравнения 18-33 и фиг. 93).

По причинам, которые были изложены ранее на основании знакомства с теорией пограничного слоя, величины коэффициента сопротивления шероховатых труб должны быть зависимы не только от характера самого потока (Re), но и от степени шероховатости труб (ϵ), т. е. для этого случая

$$\lambda = \Phi (Re, \epsilon). \quad (18-34)$$

Наиболее тщательные и систематические исследования коэффициента сопротивления шероховатых труб были проведены в той же лаборатории проф. Прандтля его учеником и сотрудником Никурадзе (1932 г.).

Трубы с различной степенью шероховатости изготавливались следующим образом: песок рассортировывался на различные по крупноте частиц фракции. Внутренняя поверхность труб покрывалась лаком и до высыхания лаковой пленки обсыпалась той или иной фракцией песка, после чего поверхность трубы снова покрывалась лаком. Изготовленные таким образом трубы имели

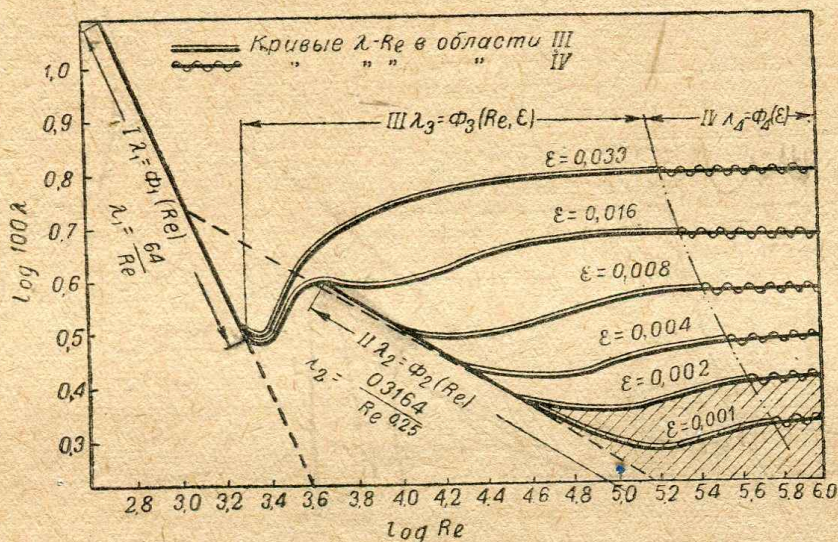
различную степень относительной геометрической шероховатости $\left(\frac{K}{D}\right)$ в зависимости от крупноты частиц песка.

На фиг. 96 представлены результаты этих исследований для труб с относительной геометрической шероховатостью в пределах ϵ от 0,001 до 0,033 (округленно).

Как ясно из рассмотрения приведенных кривых в пределах $\lg Re$ до 3,37 (Re до 2320), шероховатость не оказывает никакого влияния на величину λ , и точки, соответствующие различным степеням шероховатости, ложатся на прямую

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

Причина этого заключается в том, что при чисто ламинарном режиме потока ($Re < Re_{кр}$) высота неровностей шероховатой трубы покрывается ламинарно текущими слоями и выступы плавно обтекаются ими без заметного вихреобразования.



Фиг. 97. Схематическое распределение областей с различными зависимостями коэффициента сопротивления трубы от шероховатости ее и числа Рейнольдса (к фиг. 96)

Эту область течения кривой λ назовем условно первой (фиг. 97), или ламинарной, областью.

Часть кривых $\lambda = Re$ течет, как видно на фиг. 96 и 97, по прямой Блазиуса $\left(\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}\right)$. Такое направление принимают кривые λ для труб с шероховатостью, равной примерно $\epsilon = 0,01$ и меньшей, причем течение по этому направлению до определенных пределов Re , тем больших, чем меньше относительная шероховатость трубы.

Так например, для труб с шероховатостью $\epsilon = 0,008$ величина λ изменяется, по Блазиусу, в пределах Re от 4000 до 10 000 ($\lg Re$ от 3,6 до 4,0). Для меньшей шероховатости, например для $\epsilon = 0,002$, λ течет по прямой, соответствующей формуле Блазиуса, до Re , равного 40 000 ($\lg Re = 4,6$).

Эту область, в которой λ зависит, как и в первой области, лишь от Re , не обнаруживая влияния шероховатости, назовем второй, или областью прогрессирующей турбулентности. Хотя в этой области господствует уже турбулентный режим, но толщина пограничного слоя все же меньше высоты выступов шероховатости, вследствие чего последние не оказывают ощутимого влияния на величину λ .

В третьей области (см. фиг. 97) становится уже явно заметным влияние шероховатости, и коэффициент сопротивления шероховатой трубы становится зависимым не только от Re , но и от ϵ (выражение 18—34).

В этой области толщина пограничного слоя примерно равна средней абсолютной шероховатости трубы и становится все тоньше и тоньше по мере увеличения Re . В связи с этим влияние шероховатости на величину λ становится все более и более ощутительным вследствие повышения затрат энергии на усиленное вихреобразование, вызываемое неровностями.

Возрастание λ в зависимости от Re продолжается в этой области только до определенного предела, примерно до $Re = 70 \sqrt[3]{\frac{D}{2K}}$, после чего кривая $\lambda - Re$ идет параллельно оси абсцисс, и значение λ становится зависимым только от ϵ .

Эту область, в которой λ переходит от $\lambda_3 = \Phi_3(Re, \epsilon)$ к $\lambda_4 = \Phi(\epsilon)$, можно назвать также переходной.

Четвертая область, область высоких Re , резко выраженной, стабилизированной турбулентности, характеризуется полной независимостью λ от Re . В этой области толщина ламинарного слоя меньше высоты выступов шероховатости. Однако при этих высоких значениях Re , дополнительная затрата энергии на вихреобразование, вызываемое неровностями, достигает предела, в связи с чем при дальнейшем увеличении Re значение λ не увеличивается.

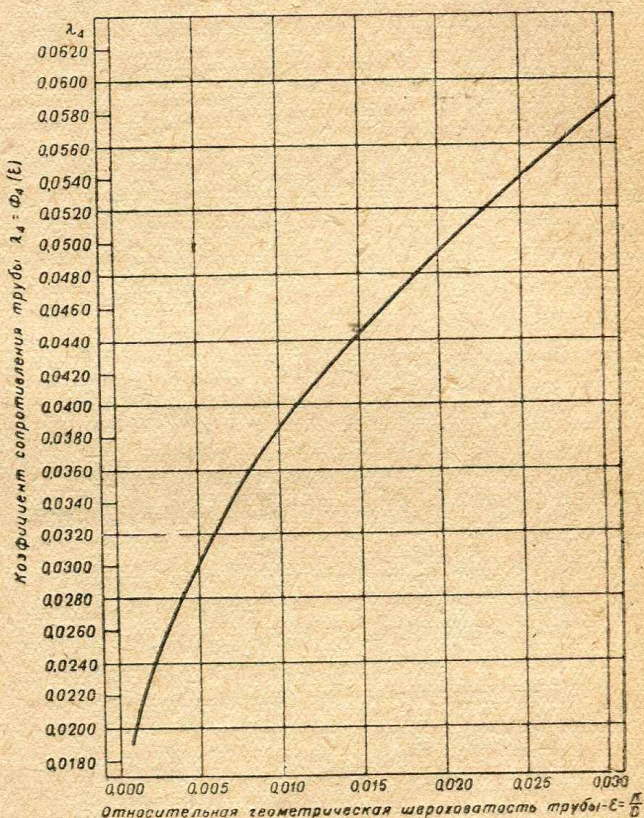
Сопротивление шероховатой трубы в этой области становится точно пропорциональным квадрату скорости, ибо λ не зависит от Re , а следовательно, не зависит и от скорости потока (см. ф-лу 18—23).

Величины λ для четвертой области в зависимости от шероховатости трубы представлены на фиг. 98. В аналитическом выражении зависимость эта может быть представлена формулой Карман-Никурадзе:

$$\lambda_4 = \frac{1}{\left(1,74 + 2 \lg \frac{1}{2\epsilon}\right)^2}. \quad (18-39)$$

• Пример 35. Во сколько раз возрастает потеря напора в элеваторном воздуховоде диаметром 100 мм при абсолютной шероховатости, равной 0,2 мм, если скорость увеличилась в 4 раза, а именно с 5 до 20 м/сек. (потерю напора исчислить на 10 м длины воздуховода)?

• Решение. Величина потерь в первом и втором случаях определяется выражением (18—23): $H_{nm} = \lambda \frac{l}{D} \times \frac{v^2}{2g}$. Это, однако, не значит, что если скорость увеличилась в 4 раза, то потери напора увеличатся точно в $4^2 = 16$ раз, ибо λ также зависит от скорости.



Фиг. 98. Коэффициент сопротивления трубы в зависимости от шероховатости ее

Для определения λ найдем величину ε и величины Re для обоих случаев:
 $\varepsilon = \frac{K}{D} = \frac{0,2}{100} = 0,002$; $Re_5 = 66\,666 \times 5 \times 0,1 = 33\,333$; $\lg Re_5 = 4,522$;
 $Re_{20} = 66\,666 \times 20 \times 0,1 = 133\,332$; $\lg Re_{20} = 5,124$.

По кривым, данным Никурадзе (см. фиг. 96), мы видим, что для $\varepsilon = 0,00198 \cong 0,002$ величина λ_5 при $\lg Re_5 = 4,522$ равна примерно $\lg 100 \lambda_5 = 0,37$; $100 \lambda_5 = 2,345$; $\lambda_5 = 0,0235$.

Определив $100\lambda_5$, мы видели, что величина эта лежала во второй области на прямой Блазиуса, и, следовательно, может быть определена по выражению:

$$\lambda_5 = \frac{0,3164}{Re_5^{0,25}} = \frac{0,3164}{33\,333^{0,25}} = \frac{0,3164}{13,52} = 0,0234,$$

дающему, как мы видим, тот же результат.

Величина λ_{20} по той же кривой для $\lg Re_{20} = 5,124$

$$\lg 100 \lambda_{20} = 0,33; 100 \lambda_{20} = 2,14; \lambda_{20} = 0,0214$$

Следовательно,

$$H_{nm5} = 0,0234 \frac{10}{0,1} \frac{1,2 \times 5^2}{2 \times 9,81} = 358 \text{ мм вод. ст.}$$

$$H_{nm20} = 0,0214 \frac{10}{0,1} \frac{1,2 \times 20^2}{2 \times 9,81} = 52,3 \text{ мм вод. ст.,}$$

т. е. потери напора увеличились в $\left(\frac{52,3}{3,58}\right) 14,6$ раза.

(Результат: 3,58 и 52,3 мм вод. ст.; в 14,6 раза.)

Определим, ориентируясь по кривым Никурадзе (см. фиг. 96), в каких пределах находятся величины λ , применимые к условиям мельниц и элеваторов.

Как мы уже указывали в п. 4, абсолютная шероховатость воздуховодов наших предприятий колеблется в пределах K от 0,1 до 0,2 мм.

Пределы наиболее употребительных диаметров труб: $D =$ от 100 до 1000 мм.

Пределы скоростей потока в вентиляционных воздуховодах, за исключением пылесборных воздуховодов: $v \cong$ от 5 до 20 м/сек.

Отсюда пределы колебаний

$$\varepsilon = \text{от } \frac{0,1}{1000} \text{ до } \frac{0,2}{100} = \text{от } 0,0001 \text{ до } 0,0020;$$

$$Re = \text{от } 66 \times 10^3 \times 5 \times 0,1 \text{ до } 66 \times 10^3 \times 20;$$

$$Re = \text{от } 30\,000 \text{ до } 1\,300\,000$$

$$\lg Re \cong \text{от } 4,5 \text{ до } 6,1.$$

На фиг. 97 заштрихованы области, в которых находятся применимые для указанных условий величины λ (ε до 0,002; $\lg Re$ от 4,5 до 6,0). Как становится ясным из рассмотрения заштрихованного поля, величины λ для наших условий расположены в областях II, III и IV, в каждой из которых λ имеет свою закономерность, вследствие чего точный расчет потерь давления в воздуховодах невозможно вести по какой-либо одной из приведенных формул или таблицам и номограммам, составленным по ней.

Имеются, правда, обобщенные выражения λ , охватывающие закономерности, наблюдающиеся во всех этих трех областях¹, но они настолько сложны и громоздки, что практических методов расчета по ним пока не разработано,

¹ Например выражение д-ра Гебейлейна: (Dr Hans Gebel ein) Turbulenz, Berlin, 1935, стр. 135. См. также П. Давидсон, Гидродинамика теплопроводов и воздуховодов, 1936, стр. 53, формула 74.

Следует отметить, что ни в одном из практически применяемых методов расчета вентиляционных сетей влияние шероховатости не учитывается пока в том виде, в каком оно известно к настоящему времени.

Наиболее распространенными практическими методами расчета вентиляционных сетей является метод потери напора на единицу длины, основателем которого является Ритшель¹ (1893 г.), и метод эквивалентных отверстий, основателем которого признается Блесс² (1911 г.).

В последних изданиях руководства Ритшеля (Ритшель-Гребер, русское издание 1932 г.) потеря напора на 1 м длины трубы представлена в следующем виде:

$$R = \xi \frac{\rho v^2}{D}, \quad (18-40)$$

где коэффициент сопротивления трубы

$$\xi = C_r \left(\frac{\mu}{v D \rho} \right)^m. \quad (18-41)$$

В этом выражении C_r и m являются постоянными величинами, находямыми опытом.

Из сопоставления выражений (18—40 и 19—23) ясно, что величина, обозначаемая в руководстве Ритшеля через ξ , равна половине λ и в общем виде представляет собой выражение λ , данное ф-лой (18—26). Действительно,

$$\xi = C_r \left(\frac{v}{v D} \right)^m = \frac{C_r}{\text{Re}^m},$$

где $C_r = \frac{A}{2}$ из выражения (18—26).

Для гладких труб, по Ритшель-Греберу, как и по Блазиусу, $m = 0,25$, откуда

$$R = C_r \mu^{0,25} \rho^{0,75} \frac{v^{1,75}}{D^{1,25}}. \quad (18-42)$$

Для реальных воздухопроводов, учитывая шероховатость и влияние неровностей в местах соединений труб, в руководстве принято выражение, полученное в результате исследований Браббе (1910 г.), а именно:

$$R = b \gamma^{0,852} \frac{v^{1,924}}{D^{1,281}}, \quad (18-43)$$

или для стандартного воздуха и железных воздухопроводов

$$R = 6,61 \frac{v^{1,924}}{D^{1,281}}, \quad (18-44)$$

где D выражено в миллиметрах.

Для кирпичных каналов руководство Ритшеля рекомендует удвоить величину, полученную по ф-ле (18—44), что, как ясно после ознакомления с влиянием шероховатости, не вполне обосновано.

¹ Н. Ritschel, Leitfaden zum Berechnen und Entwerfen von Lüftungs- und Heizungsanlagen, 1-е изд., 1883. Работа эта систематически в течение более полувека обновляется и переиздается вначале лично Ритшелем (до 5-го изд. в 1913 г.) и далее его учениками, сотрудниками и последователями. Последнее издание на русском языке относится к 1932 г.

² Dr ing V. Blaess, Die Strömung in Rohren und die Berechnung weitverzweigter Leitungen und Kanäle, Berlin 1911. Полного русского перевода нет. Сокращенный перевод с некоторыми дополнениями по другим источникам, см. Туркус В. А. и Лихущин Н. М. Расчет разветвленных трубопроводов, Москва 1926—27.

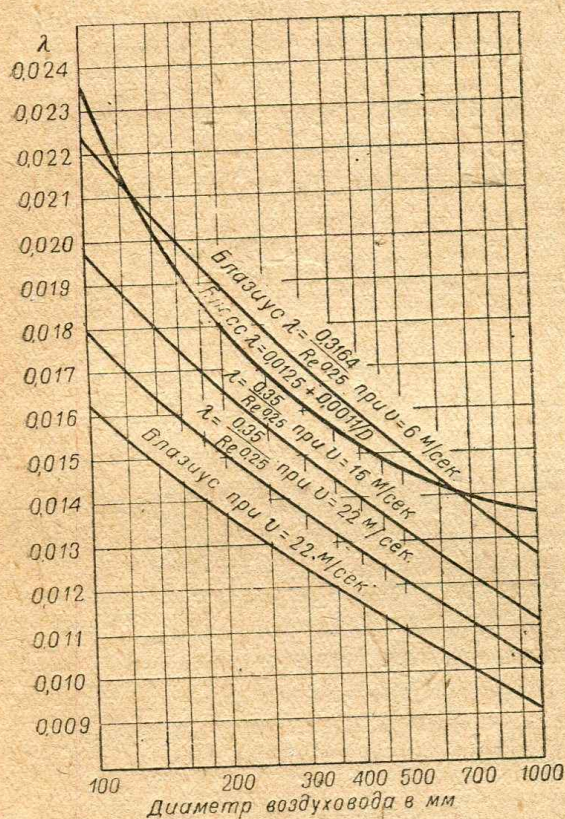
На основании выражения (18—44) рассчитаны известные таблицы Ритшеля для определения потерь на единицу длины и номограммы ряда авторов¹ для той же цели.

Проф. Давидсон², принимая абсолютную шероховатость железных вентиляционных труб равной 0,08 мм (K), считает возможным для всех случаев вентиляционных установок (при скорости воздуха от 2 до 20 м/сек. для стандартного воздуха) пользоваться выражением Блазиуса при $A = 0,3543$, т. е. рекомендует принимать, как было указано и ранее,

$$\lambda = \frac{0,3543}{Re^{0,25}}.$$

Подставляя это значение λ в ур-ние (13—23), получаем, исчисляя потери на 1 м длины трубы, при $\gamma = 1,2 \text{ кг/м}^3$ и $v = 15,7 \times 10^{-6}$:

$$R = \frac{0,3543}{Re^{0,25}} \frac{1}{D} \frac{\gamma v^2}{2g} = 7,65 \frac{v^{1,75}}{D^{1,25}}, \quad (18-45)$$



Фиг. 99. Сопротивление коэф^тициента сопротивления трубы по Блессу с величинами их по Блазиусу

где D выражено в миллиметрах.

Это выражение, более современное, чем выражение Ритшель-Браббе (18—44), положено в основу построения таблиц и номограммы, приведенных в работе проф. Давидсона. Несмотря на больший множитель перед величиной отношения скорости к диаметру, потери напора, исчисляемые по этому выражению, меньше получаемых по ф-ле (18—44), ибо показатель при v в этом выражении значительно меньше (уменьшение потерь на 10—20% при употребительных скоростях и диаметрах).

Блесс на основании своих наблюдений над трубами из листового железа считает возможным для скоростей воздуха в пределах от 6 до 22 м/сек. не вводить в выражение λ влияния переменной скорости и рекомендует принимать

$$\lambda = 0,0125 + \frac{0,0011}{D}, \quad (18-46)$$

где D выражено в метрах.

На фиг. 99 показаны коэффициенты сопротивления в зависимости от диаметра трубы, исчисленные по различным выражениям. Как видно из приведенных кривых, в пределах скоростей от 6 до 15 м/сек. выражение Блесса для пределов практически употребляемых диаметров дает отклонение до 10% против выражения

$$\lambda = \frac{0,35}{Re^{0,25}}.$$

¹ Гехт Р. И., инж., Диаграмма и таблицы для расчета воздухопроводов, Москва 1926. Лобаев Б. Н., инж., Номограммы для расчета воздухопроводов вентиляционно-отопительных установок, Харьков, 1932. Аше Б. М., проф., Отопление и вентиляция, т. II, М.—Л., 1936.

² Давидсон П. Л., то же, стр. 104.

Выражение λ , по Блессу, является наиболее простым из всех приведенных и для многих случаев имеет еще то удобство, что приводит закон падения давления в трубе к чисто квадратичному. Однако рекомендовать это выражение, как вполне достоверное, нельзя.

Все приведенные в данном параграфе величины λ относятся к чистому воздуху. В вентиляционных сетях мельниц и элеваторов обычно имеется запыленный воздух, коэффициенты сопротивления труб для которого отличаются от величин λ для чистого воздуха. Значения λ для этого случая приведены при изложении вопросов взвешивания и транспортирования сыпучих материалов воздушными потоками.

Для изложенного нами ниже расчета вентиляционной сети по методу полных напоров (§ 24) величина λ выбрана на основании следующих соображений.

Средневзвешенный диаметр воздухопроводов размольных отделений мельниц колеблется в пределах от 200 до 300 мм. Принимая, как было указано ранее, среднюю абсолютную шероховатость для труб размольных отделений $K = 0,11$ мм, имеем

$$\varepsilon = \text{от } \frac{0,11}{200} \text{ до } \frac{0,11}{300} = 0,00055 \text{ до } 0,00037.$$

Следовательно, воздухопроводы размольных отделений, как ясно из фиг. 93, до $\lg Re \cong 5,7$ ($Re \cong 500\,000$) являются гладкими и могут рассчитываться по выражению (18—35):

$$\lambda = \frac{0,35}{Re^{0,25}}, \quad (18-35)$$

которое для практических целей достаточно хорошо передает фактическую закономерность изменения λ (см. фиг. 95).

Средневзвешенный диаметр воздухопроводов элеваторов и зерноочистительных отделений колеблется в пределах от 300 до 400 мм. При средней величине $K \cong 0,17$ имеем

$$\varepsilon = \frac{0,17}{300} \div \frac{0,17}{400} = 0,00056 \div 0,00042,$$

т.е. такую же примерно величину относительной шероховатости, какая была получена для воздухопроводов размольных отделений. Таким образом выражение (18—35) применимо также для расчета и этих воздухопроводов.

Выражение (18—35) принято, как основание для построения номограммы, представленной на фиг. 189.

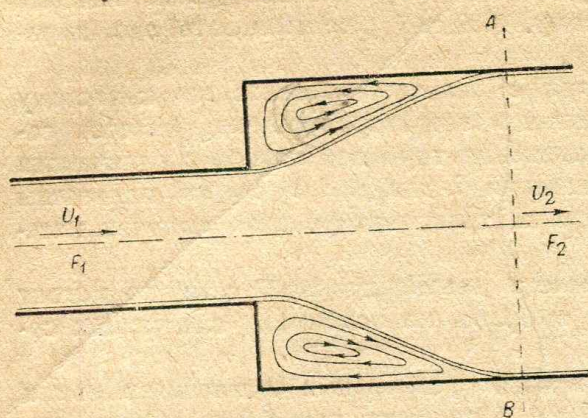
§ 19. ПОТЕРИ ДАВЛЕНИЯ В ФАСОННЫХ ЧАСТЯХ ВОЗДУХОВОДОВ

1. Фасонные части воздухопроводов как местные сопротивления. Прямолинейная труба, сопротивление которой охарактеризовано было в предыдущем параграфе, в чистом виде встречается исключительно редко, являясь, как правило, одной из составных частей сети вентиляционных воздухопроводов. Эта труба обычно имеет значительное количество изгибов, поворотов, присоединений труб к основной магистрали и других фасонных деталей.

Наиболее часто встречающимися фасонными деталями являются повороты, обычно называемые коленами, или отводами (см. фиг. 118 и 119), детали соединения нескольких труб в одну, называемые тройниками (см. фиг. 141), расширяющиеся трубы — диффузоры (фиг. 112) и сужающиеся — коллекторы (фиг. 110), применяемые чаще всего при входе в трубу.

Потери давления или напора в прямолинейной трубе постоянного сечения равномерно распределяются по ее длине, в то время как потери давления

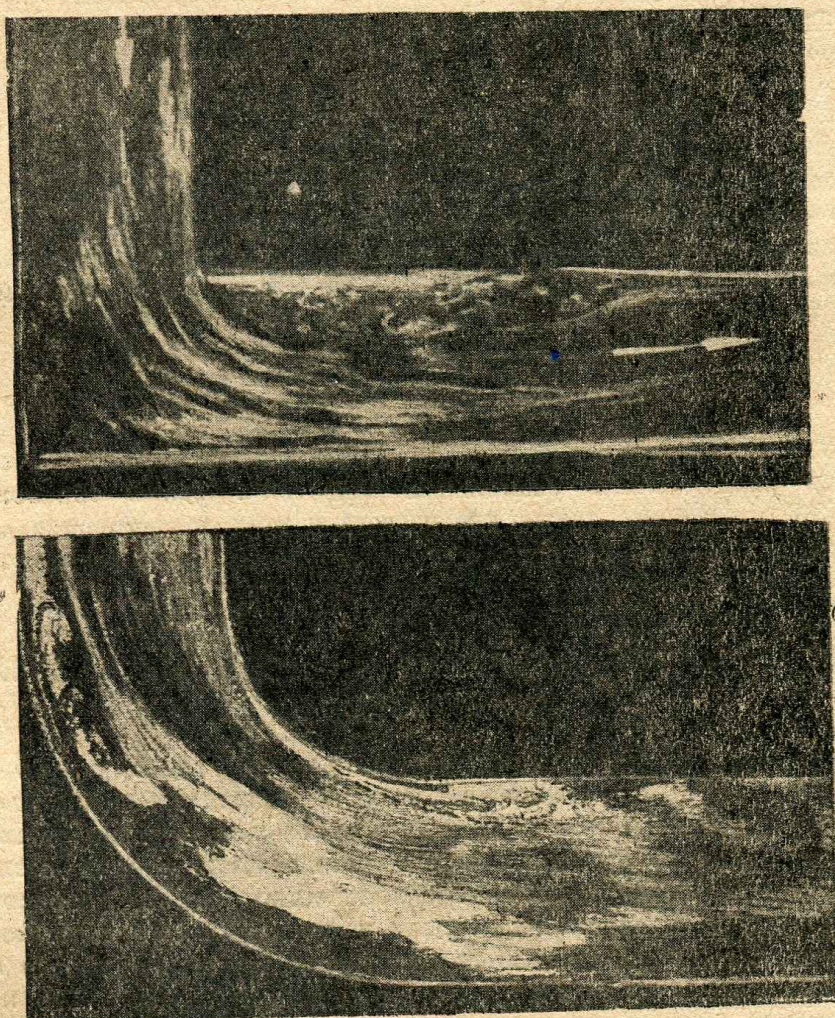
в фасонных деталях с длиной их обычно не связаны и называются поэтому местными сопротивлениями.



Фиг. 100. Схема потока при внезапном изменении сечения прямолинейной трубы

В качестве примера следует привести один из основных видов местного сопротивления, а именно сопротивление, возникающее при внезапном изменении сечения прямолинейной трубы (фиг. 100). При таком расширении поток, переходя из сечения F_1 в сечение F_2 , не сразу заполняет его, а расширяется постепенно от F_1 к F_2 и заполняет трубу только в сечении АВ.

При этом в кольцевом сечении у входа в широкую трубу образуется „мертвое“ пространство, в котором жидкость находится в состоянии беспорядочного вихревого движения. Энергия, затрачиваемая на поддержание этого движения, преобразуется в тепловую, рассеивается наружу и является потерянной для потока, что выражается в потере части давления.



Фиг. 101. Вихревые области в коленах (фотографии потоков из Нипперта)

Как известно из гидравлики, этот вид потерь называется потерями от гидравлического, или неупругого, удара (внезапное понижение

скорости от v_1 до v_2) и исчисляется по принципу Борда-Карно: потеря энергии на удар равна кинетической энергии потерянной скорости.

Величина эта, отнесенная к 1 м³ протекающей жидкости, может быть получена чисто аналитически и равна

$$H_{\text{БК}} = \frac{\gamma(v_1 - v_2)^2}{2g} = \frac{\rho}{2}(v_1 - v_2)^2 \text{ мм вод. ст.} \quad (19-1)$$

(численное определение $H_{\text{БК}}$ для стандартного воздуха возможно по номограмме, представленной на фиг. 189, принимая $v_1 - v_2 = v$).

Эта потеря напора с длиной трубы не связана и должна быть отнесена к месту внезапного расширения потока.

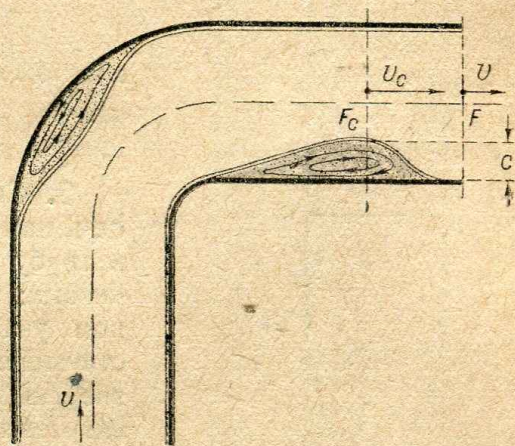
Принцип Борда-Карно применим не только к внезапному расширению, но и к ряду других видов местных сопротивлений. Например, при изгибе трубы, т. е. в колене, точно так же образуются вихревые области, показанные на подлинных фотографиях потока (см. фиг. 101) и схематически на фиг. 102.

Точно так же как и при внезапном расширении трубы, поток в колене резко изменяет свои скорости не только по направлению, но и по величине, теряя при этом часть энергии.

Потери Борда-Карно могут быть выражены в частях динамического напора, соответствующего скорости v_1 или v_2 .

Действительно, по выражению (19-1)

$$\begin{aligned} H_{\text{БК}} &= \frac{\rho}{2}(v_1 - v_2)^2 = \\ &= \frac{\rho v_1^2}{2} \left(1 - \frac{v_2}{v_1}\right)^2. \end{aligned}$$



Фиг. 102. Схема расположения вихревых областей в колене

По уравнению неразрывности струи

$$F_1 v_1 = F_2 v_2 \text{ или } \frac{v_2}{v_1} = \frac{F_1}{F_2},$$

откуда

$$H_{\text{БК}} = \left(1 - \frac{F_1}{F_2}\right) \frac{\rho v_1^2}{2} = \zeta \frac{\rho v_1^2}{2}. \quad (19-2)$$

Точно так же как и потери Борда-Карно, потери в большинстве других фасонных деталей воздухопроводов пропорциональны величине динамического напора, причем коэффициент ζ , называемый обычно коэффициентом местного сопротивления, зависит от формы фасонной детали.

Внезапное расширение и колено приведены нами в качестве примеров. Подобные области вихреобразования и внезапные изменения скоростей существуют в той или иной мере в каждой фасонной детали воздухопроводов. Следует отметить, что потери напора в каждой такой детали обуславливаются не только описанными явлениями, связанными с наличием вихревых областей. В большинстве случаев усиление вихреобразования характерно для всего сечения потока, как это будет указано и далее при рассмотрении основных видов местных сопротивлений.

Кроме фасонных деталей, значительные потери напора наблюдаются при прохождении воздуха через каналы аспирируемых машин, представляющие собой, как видно, например, на фиг. 156, относительно короткую, но доста-

точно сложную сеть воздухопроводов со многими поворотами, расширениями и сужениями.

Характеризуя сопротивление прямолинейных участков потерей напора на 1 м длины R , а сопротивление фасонных частей величинами ζ , мы можем написать общее выражение потерь в воздуховоде любой формы:

$$H_{nm} = \sum Rl + \sum \zeta \frac{v^2}{2g} \quad (19-3)$$

Здесь под $\sum Rl$ мы подразумеваем сумму потерь в прямолинейных участках, заключенных между фасонными частями, а под $\sum \zeta \frac{v^2}{2g}$ — такую же сумму местных сопротивлений.

Учитывая, что

$$Rl = \lambda \frac{l}{D} \times \frac{v^2}{2g} \quad (17-26 \text{ и } 18-23)$$

мы можем написать H_{nm} в другом виде, а именно:

$$H_{nm} = \left(l \frac{\lambda}{D} + \sum \zeta \right) \frac{v^2}{2g} \quad (19-4)$$

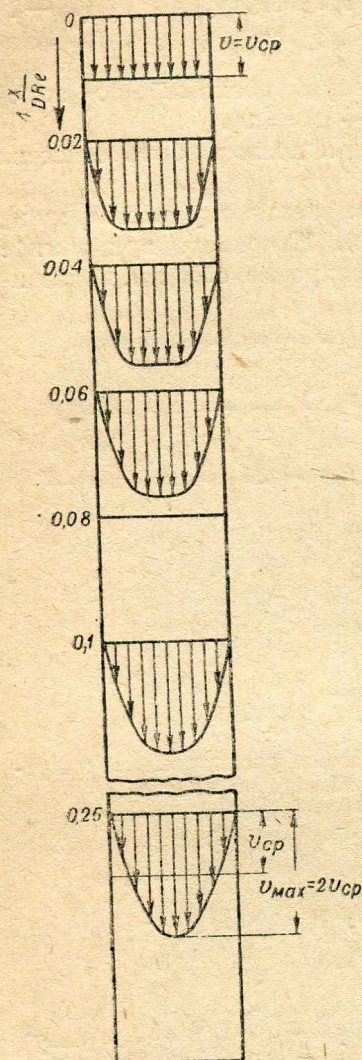
2. Сопротивление входа постоянного сечения. Потери напора при входе воздуха в трубу обуславливаются в основном двумя причинами: затратой энергии на развитие в начальном участке поля скоростей, присущего господствующему в трубе режиму потока, и потерей энергии, связанной с сжатием струи, образованием вихревых областей при входе в отверстие трубы.

Необходимо отметить, что затраты энергии на развитие установившегося профиля скоростей не являются невозвратимыми для потока потерями. Затраты эти, как будет показано ниже, идут на увеличение запаса кинетической энергии потока, который превышает вычисляемый по средней скорости в предположении равенства скоростей по всему сечению воздуховода.

Второе явление — сжатие струи — вызывает в отличие от первого рассеяние энергии, т. е. невозстановимые для потока потери ее.

Рассмотрим отдельно эти два явления.

Чтобы исключить вначале для ясности вопросы, связанные с сжатием струи, предположим, что мы имеем закругленную воронкообразную насадку, не вызывающую сжатия. В плоскости



Фиг. 103. Развитие параболического поля скоростей в начальном участке трубы (по измерениям Никурадзе)

отверстия трубы распределение скоростей по сечению не может быть ни параболическим, соответствующим ламинарному режиму, ни подчиняющимся закону корня седьмой степени (турбулентный режим), так как тормозящее влияние стенок еще не успело сказаться. У входа в трубу скорости неизбежно будут поэтому постоянны по всему сечению, за исключением тончайшего слоя, прилипшего к стенке. Лишь с удалением от входа начнут вследствие вязкости тормозиться слои, расположенные все ближе и ближе к оси трубы, как показано это на фиг. 103. Несмотря на уменьшение скорости у стенок, объемный расход в любом сечении должен оставаться постоянным, вследствие чего скорость центрального ядра одновременно с торможением у стенок начинает увеличиваться до тех пор, пока не создастся поле скоростей, соответствующее режиму потока в трубе.

Для ламинарного потока длина, на которой устанавливается параболическое поле скоростей, так называемая длина начального участка, равна

$$x = 0,065 D Re \text{ м.}$$

Для турбулентного потока длина начального участка короче, чем для ламинарного, и равна от $10D$ (Лацко) до $40D$ (Никурадзе); по Лацко¹ (1921 г.) $x = 0,693 D Re^{0,25}$.

Для того чтобы образовать в плоскости отверстия круглой трубы пространственное цилиндрическое поле скоростей (см. фиг. 103), необходимо создать в этой плоскости разрежение, равное динамическому напору (см. фиг. 68). Далее, на длине начального участка нужно преобразовать цилиндрическое поле скоростей в параболическое в случае ламинарного режима. Для этого нужно затратить энергию, равную еще одному динамическому напору, ибо кинетическая энергия потока с параболическим полем скоростей вдвое больше, чем для потока с цилиндрическим полем.

Действительно, секундная кинетическая энергия потока с цилиндрическим полем скоростей в трубе радиусом r при скорости $v = v_{cp}$ (см. фиг. 103) равна

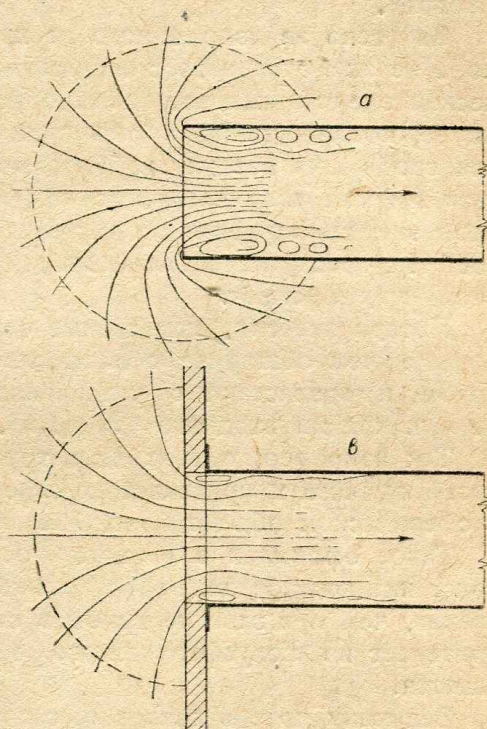
$$A_{ц} = \pi r^2 v_{cp} \frac{\rho v_{cp}^2}{2} = \frac{\pi \rho v_{cp}^3 r^2}{2} \quad (19-5)$$

Для определения величины секундной кинетической энергии потока с параболическим полем скоростей разобьем сечение трубы на ряд бесконечно малых колец, как показано на фиг. 82. Величина энергии для такого кольца равна

$$2\pi y dy v_y \frac{\rho v_y^2}{2} = \rho v_y^3 \pi y dy,$$

а для всего сечения потока

$$\begin{aligned} A_n &= \int_0^r \rho v_y^3 \pi y dy = \pi \rho \int_0^r v_y^3 y dy \\ &= \pi \rho \int_0^r v_y^3 y dy. \end{aligned} \quad (19-6)$$



Фиг. 104. Схематическое изображение явлений, возникающих при входе в трубу с острой кромкой (a — без заделки в стенку; b — заделана заподлицо со стенкой)

Скорость в любой точке сечения ламинарного потока по выражению (18-14) равна

$$v_y = 2 v_{cp} \left[1 - \left(\frac{y}{r} \right)^2 \right]. \quad (18-14)$$

Подставляя это значение в выражение (19-6), получим

$$A_n = \pi \rho \int_0^r 8 v_{cp}^3 \left[1 - \left(\frac{y}{r} \right)^2 \right]^3 y dy = 8 \pi \rho v_{cp}^3 \int_0^r \left[1 - \left(\frac{y}{r} \right)^2 \right]^3 y dy;$$

$$A_n = \pi \rho^3 v_{cp}^3 r^2. \quad (19-7)$$

¹ Шиллер, Движение жидкостей в трубах, стр. 93—105, ОНТИ, 1936.

т. е. что параболоидальное поле скоростей имеет запас кинетической энергии, вдвое больший, чем цилиндрическое.

Таким образом потеря давления, вызванная развитием стационарного поля скоростей, равна для ламинарного потока одному динамическому напору.

Турбулентное поле скоростей, как известно, более равномерно, в связи с чем следует ожидать меньших потерь напора на развитие его в начальном участке.

Действительно, подсчитывая эти потери напора, точно так же как и для ламинарного режима, получаем, что потеря давления на развитие в начальном участке турбулентного поля скоростей равна всего 0,09 динамического напора¹.

Как ясно из изложенного и как было отмечено выше, эти затраты напора не являются невозстановимыми потерями и идут на повышение кинетической энергии потока. Таким образом они характеризуют собой то разрежение, которое должно быть создано в воздуховоде всасывающей установки для сообщения воздуху необходимой скорости и указывают, что кинетическая энергия установившегося профиля скоростей на 90% больше кинетической энергии профиля скоростей того же потока при входе его в воздуховод. При расчетах вентиляционной сети этой поправкой скоростного напора часто пренебрегают.

Потери энергии, вызываемые сжатием потока при входе его в трубу, тем больше, чем обширнее область, из которой струйки попадают в отверстие трубы, и возрастают с увеличением начальных возмущений потока, вызываемых краями входного отверстия.

Так например, при входе в трубу с острыми кромками, не заделанную в стенку, воздух притекает к отверстию по направлениям, расположенным в сферическом объеме (фиг. 104), очерченном пунктиром.

Такое оформление входного отверстия вызовет большее сжатие потока, более интенсивное вихреобразование и, следовательно, большие потери давления, чем при заделке трубы в стенку (см. фиг. 104). В этом случае воздух притекает из полусферического объема, сжатие и вихреобразование уменьшаются.

Величину потерь давления, связанных с сжатием струи, можно подсчитать, руководствуясь принципом Борда-Карно. Если, сохраняя прежние обозначения, коэффициент сжатия обозначить через α , то

$$H_{БК} = \frac{\gamma}{2g} (v_c - v)^2 = \frac{\gamma v^2}{2g} \left(\frac{F}{F_c} - 1 \right)^2,$$

где $F_c = \alpha F$; отсюда

$$H_{БК} = \left(\frac{1}{\alpha} - 1 \right)^2 \frac{\gamma v^2}{2g} = \zeta \frac{\gamma v^2}{2g}.$$

Приняв для случая трубы, не заделанной в стенку, $\alpha = 0,60$, получим

$$\zeta = \left(\frac{1}{0,60} - 1 \right)^2 = 0,45.$$

Действительно, экспериментально найденная в ЦАГИ величина ζ для этого случая близка к исчисленной и равна, по измерениям Мусатова², 0,60.

¹ См. такое же указание у Л. Прандтля и О. Титъенса, Гидро- и аэромеханика, т. II., стр. 59 ОНТИ, 1935.

² Труды Центрального аэро-гидродинамического института им. проф. И. Е. Жуковского, вып. 211, статья Г. Н. Абрамовича, стр. 144.

На фиг. 105 показаны величины коэффициентов входа в трубу для трех различных случаев по тем же данным.

Величины эти несколько ниже принятых в тресте „Промвентиляция“ (1930 г.) и равных:

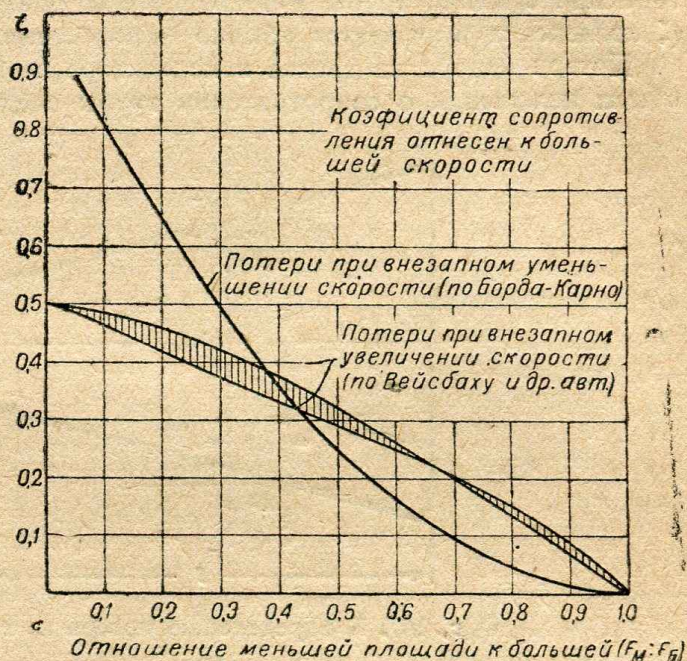
| | |
|--|--|
| для трубы с острыми кромками без заделки | $\zeta = 0,85$ (по Каррьеру) |
| „ в стенку заделанными | $\zeta = 0,50$ (по Альберту) |
| для трубы с закругленными кромками, заделанными в стенку | $\zeta = 0,25$ (сред. из данных ряда авторов). |

В приложениях дана сводная таблица коэффициентов основных местных сопротивлений, в которой указаны величины ζ , временно рекомендуемые нами до установления общепризнанных для расчетной практики значений.

Таким образом в конце прямого всасывающего участка воздуховода длиной l ,



Фиг. 105. Коэффициенты сопротивления входа в трубу (по опытам в ЦАГИ, 1935 г.)



Фиг. 106. Коэффициент сопротивления при внезапном увеличении или уменьшении скорости

если она больше длины начального участка ($l > x$), должно быть создано разрежение, состоящее из следующих величин:

- 1) динамического напора ($\frac{\gamma v^2}{2g}$);
- 2) затраты напора на развитие установившегося скоростного поля ($0,09 \frac{\gamma v^2}{2g}$ для турбулентного режима);
- 3) потери напора на вход в трубу ($\zeta \frac{\gamma v^2}{2g}$);
- 4) потери напора на трение (Rl).

Следовательно, необходимое для создания требуемой скорости статическое разрежение должно быть в конце участка равно

$$H_{ст} = \frac{\gamma v^2}{2g} + 0,09 \frac{\gamma v^2}{2g} + \zeta \frac{\gamma v^2}{2g} + Rl =$$

$$= (1,09 + \zeta) \frac{\gamma v^2}{2g} + Rl \text{ мм вод. ст.} \quad (19-9)$$

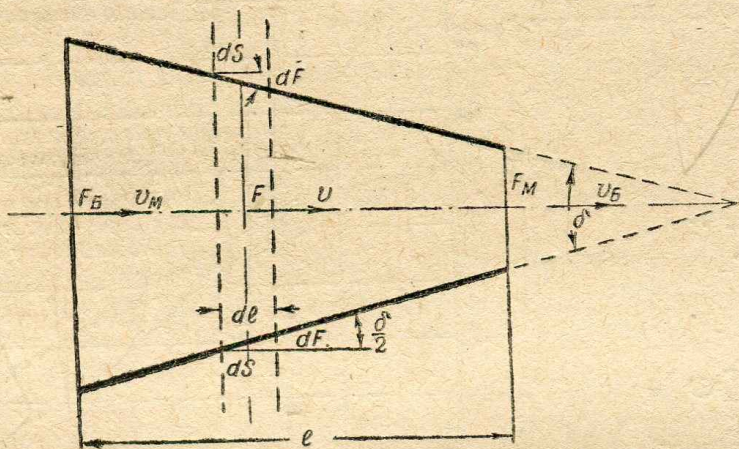
или

$$H_{ст} = \left(1,09 + \zeta + \lambda \frac{l}{D} \right) \frac{\gamma v^2}{2g} \quad (19-10)$$

3. Сопротивление коллекторов. Присоединение воздуховода к аспирруемым машинам обычно осуществляется при помощи конического патрубка, названного выше коллектором. Применение входных коллекторов понижает потери напора в вентиляционной сети, а также, уменьшая входную скорость, препятствует попаданию тяжелой пыли в воздуховод.

При необходимости по каким-либо причинам сузить воздуховод также применяются коллекторы, так как потери при внезапном сужении трубы весьма велики, а при небольших уменьшениях площади трубы (меньших 2) больше даже, чем потери по Борда-Карно при внезапном расширении в такой же трубе. Величина коэффициента сопротивления для внезапного сужения приведена на фиг. 106 в сопоставлении с коэффициентом сопротивления для внезапного расширения, вычисленным по Борда-Карно. Применение коллектора при сужении трубы доводит потери напора до незначительных величин (ζ коллектора выражается обычно несколькими сотыми).

Потери напора на трение в коллекторе можно определить на основании общих положений о сопротивлении трубы следующим образом.



Фиг. 107. К определению потерь на трение в коллекторе

Рассмотрим коллектор (фиг. 107), имеющий степень расширения, т. е. отношение большей площади (F_6) к меньшей (F_m), равную

$$n = \frac{F_6}{F_m}, \quad (19-11)$$

угол раскрытия которого равен δ . По уравнению неразрывности струи большая скорость воздуха (v_6) будет иметь место в меньшем сечении (F_m), а средняя скорость в любом сечении коллектора равна

$$v = \frac{v_6 F_m}{F},$$

ибо

$$v_m F_6 = v F = v_6 F_m = \text{const} \quad (\text{см. фиг. 107}).$$

Двумя бесконечно близкими сечениями, нормальными к оси трубы, выделим в коллекторе элементарное кольцо шириной dl , поверхность которого обозначим через

$$dS = P dl,$$

где P — периметр кольца.

Потеря на трение в соответствии с общим выражением ее (18—29) может быть для этого случая написана в следующем виде:

$$dH_{tm} = \frac{\lambda}{4} \frac{P}{F} \frac{\gamma v^2}{2g} dl = \frac{\lambda}{4} \frac{dS}{F} \frac{\gamma v^2}{2g}. \quad (19-12)$$

Поверхность выделенного элементарного кольца (dS) может быть, как видно на фиг. 112, выражена в зависимости от изменения площади поперечного сечения, а именно:

$$dS = \frac{dF}{\sin \frac{\delta}{2}}.$$

Подставляя это значение dS и приведенное выше значение v в выражение (19—12), получим:

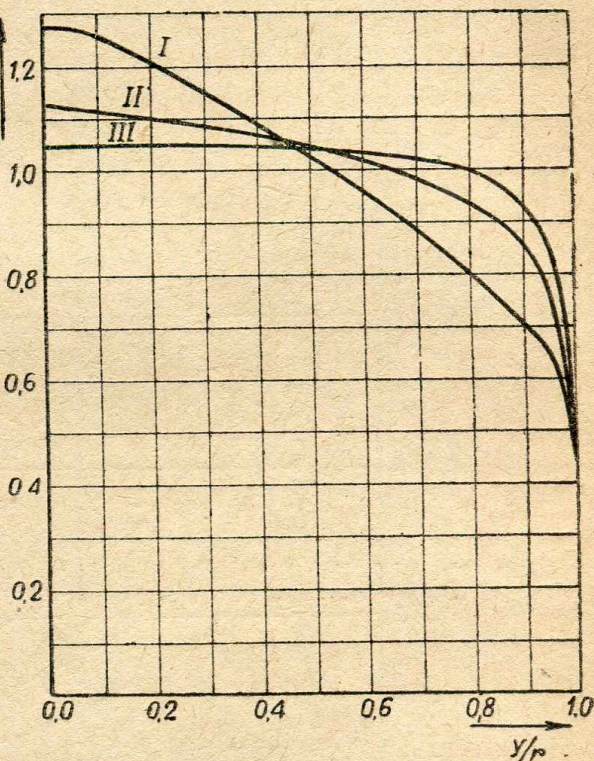
$$dH_{nm} = \frac{\lambda}{4} \frac{dF}{F \sin \frac{\delta}{2}} \frac{\gamma v_0^2 F_m^2}{2g F^2} = \frac{\lambda}{4} \frac{dF}{F^3 \sin \frac{\delta}{2}} F_m^2 \frac{\gamma v_0^2}{2g}.$$

Полную величину потери на трение в коллекторе получим, интегрируя это выражение в пределах от F_0 до F_m :

$$\begin{aligned} H_{nm} &= \int_{F_0}^{F_m} \frac{\lambda}{4} \frac{dF}{F^3 \sin \frac{\delta}{2}} F_m^2 \frac{\gamma v_0^2}{2g} = \frac{v}{v_{cp}} \uparrow \\ &= \frac{\lambda}{4} \frac{F_m^2}{\sin \frac{\delta}{2}} \frac{\gamma v_0^2}{2g} \int_{F_0}^{F_m} \frac{dF}{F^3} = \\ &= \frac{\lambda}{8} \frac{F_m^2}{\sin \frac{\delta}{2}} \frac{\gamma v_0^2}{2g} \left(\frac{1}{F_m^2} - \frac{1}{F_0^2} \right). \end{aligned}$$

Подставляя сюда значение n (19—11), получим

$$\begin{aligned} H_{nm} &= \frac{\lambda}{8 \sin \frac{\delta}{2}} \frac{\gamma v_0^2}{2g} \left(1 - \frac{1}{n^2} \right) = \\ &= \frac{\lambda}{8 \sin \frac{\delta}{2}} \frac{n^2 - 1}{n^2} \frac{\gamma v_0^2}{2g} = \\ &= \zeta \frac{\gamma v_0^2}{2g}. \end{aligned} \quad (19-13)$$



Фиг. 108. Изменение поля скоростей в коллекторе и диффузоре (по Денху, 1926 г. I — диффузор — $\delta = 6^\circ$; II — параллельные стенки; III — коллектор — $\delta = 5,8^\circ$)

Таким образом коэффициент сопротивления коллектора равен

$$\zeta_m = \frac{\lambda}{8 \sin \frac{\delta}{2}} \frac{n^2 - 1}{n^2}. \quad (19-14)$$

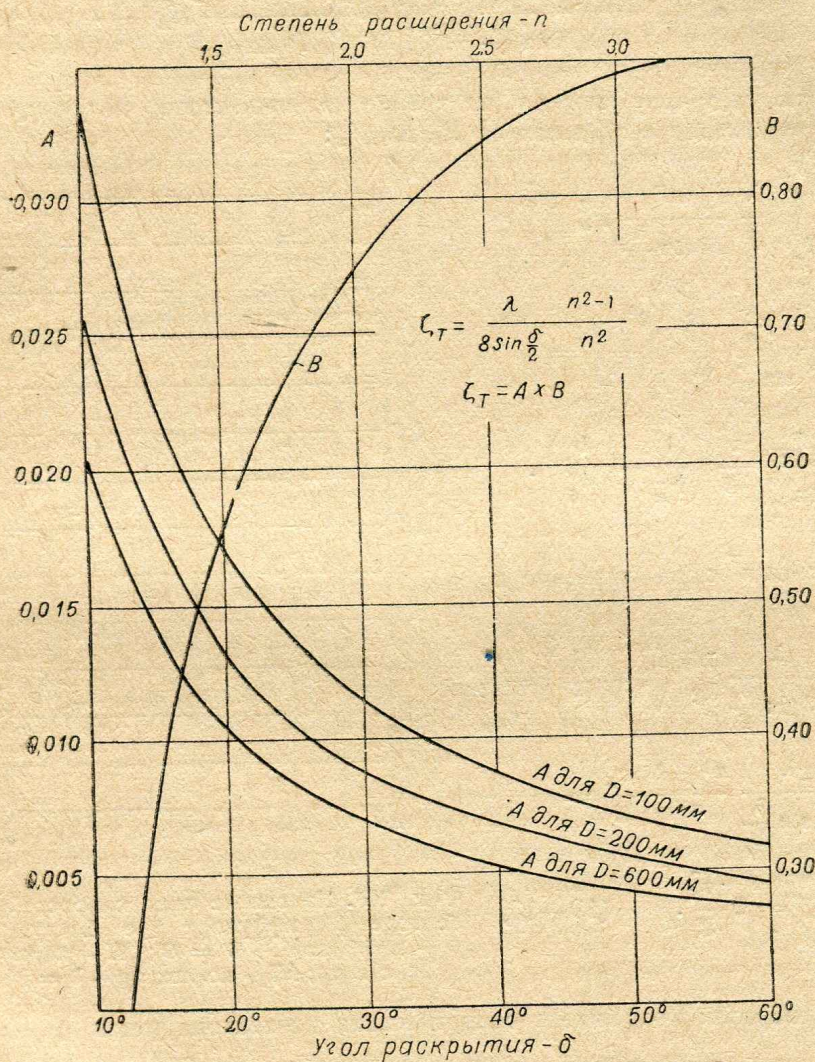
Величина λ в это выражение может быть подставлена в соответствии со средними размерами коллектора.

В приведенном подсчете величины потерь не учтено влияние изменения поля скоростей в коллекторе. По сравнению с течением в канале с постоянным сечением кривая распределения скоростей в коллекторе делается более плоской (фиг. 108, III), а в диффузоре, наоборот, более выпуклой (фиг. 108, I), что оказывает влияние на величину потерь, точно так же как изменение поля скоростей в начальном участке.

Однако влияние это относительно невелико, так как экспериментальная проверка выражения (19—14) показала, что этой формулой можно пользоваться в применении к коллекторам для технических расчетов обычной точности.

Для упрощения расчетов по ф-ле (19—14) можно пользоваться составленным нами графиком (фиг. 109), сводящим все вычисления к перемножению двух чисел, из которых одно

$$A = \frac{\lambda}{8 \sin \frac{\delta}{2}}$$



Фиг. 109. Кривые для определения коэффициента сопротивления коллектора и потерь на трение в диффузоре

и находится в зависимости от δ по кривым, данным для наиболее употребительных пределов диаметров, а другое

$$B = \frac{n^2 - 1}{n}$$

определяемое точно так же в зависимости от n .

Величина ζ по выражению (19—14) определяет собой величину потерь напора на трение в коллекторе, находящемся, например, между двумя трубами,

сечение одной из которых равно большему диаметру коллектора, а сечение другой — меньшему. Для входных же коллекторов к этим потерям прибавляются потери, вызываемые некоторым сжатием и вихреобразованием, а также развитием установившегося поля скоростей.

На фиг. 110 приведены величины сопротивления входных коллекторов. Величины эти, конечно, выше, чем определяемые выражением (19—14). Так например, для конического коллектора с $\delta = 45^\circ$, изображенного на фиг. 110, $n = 2$. Для этого случая при среднем диаметре в 200 мм по кривым фиг. 109 величины $A = 0,0061$ и $B = 0,75$, т. е. величина коэффициента, определяющего собой потери на трение в коллекторе, равна

$$\zeta = A \times B = 0,0061 \times 0,75 \cong 0,005.$$

По данным Гембаржевского для этого случая $\zeta = 0,050$. Разность (0,045) характеризует собой, очевидно, упомянутые выше остальные потери. В приведенные величины не включены, конечно, затраты напора, вызываемые развитием установившегося поля скоростей.

• Пример 36. Чему равно количество воздуха, отсасываемого трубой с входным коллектором, если разрежение, измеренное так, как это показано на фиг. 111, равно 12 мм вод. ст., а диаметр железной трубы — 100 мм?

Указание. Коэффициент сопротивления трубы принять равным 0,0235 воздух считать стандартным.

• Решение. Количество отсасываемого в минуту воздуха

$$Q = 60 \frac{\pi D^2}{4} v = 47,1 D^2 v = \\ = 47,1 \times 0,1^2 v = 0,471 v \text{ м}^3/\text{мин.}$$

Скорость воздуха может быть найдена по измеренной величине разрежения, которое по выражению (19—9) (учитывая, что на длине $l = 1,5 D$ от входа скоростное поле можно считать равномерным) равно

$$H_{cm} = (1 + \zeta) \frac{\rho v^2}{2g} + Rl = \left(1 + \zeta + \lambda \frac{l}{D}\right) \frac{\rho v^2}{2},$$

отсюда

$$v = \sqrt{\frac{2H_{cm}}{\rho \left(1 + \zeta + \lambda \frac{l}{D}\right)}}$$

Фиг. 111. Измерение скорости движения воздуха по разрежению у коллектора

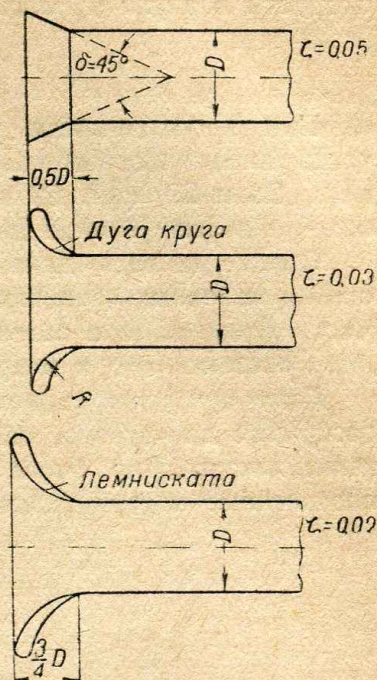
или для стандартного воздуха

$$v = 4,04 \sqrt{\frac{H_{cm}}{1 + \zeta + \lambda \frac{l}{D}}}$$

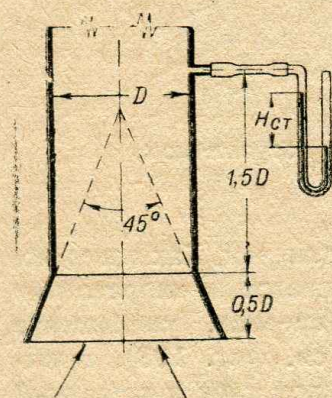
Для указанных условий измерения имеем: ζ равно 0,05 для входного коллектора с $\delta = 45^\circ$ (фиг. 110); отсюда

$$v = 4,04 \sqrt{\frac{12}{1 + 0,05 + 0,0235 \times 1,5}} = 13,4 \text{ м/сек.};$$

$$Q = 0,471 \times 13,4 = 6,3 \text{ м}^3/\text{мин.}$$



Фиг. 110. Сопротивление входных коллекторов (по измерениям в ЦАГИ, Гембаржевский, 1935 г.)



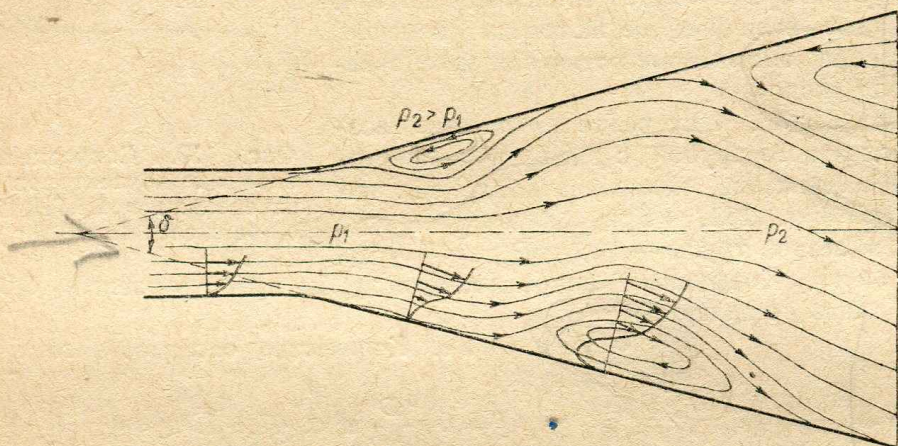
4. **Соппротивление выхода и диффузоров.** При выходе воздуха из трубы в атмосферу полностью теряется весь динамический напор, соответствующий скорости воздуха в плоскости выходного отверстия. При этом, следовательно,

$$\zeta = 1,0.$$

При необходимости уменьшить потери напора при выходе и обратить часть динамического напора в статический, как было указано в § 16 (примеры 28 и 29, фиг. 69 и др.), выхлопные отверстия вентиляционных сетей обычно делают в виде диффузоров.

Однако не весь динамический напор, пропорциональный разности скоростей в конечных сечениях диффузора, удается преобразовать в статический. Часть этого напора затрачивается на потери, вызываемые в диффузоре трением о стенки его и вихреобразованием.

Даже при равномерном увеличении сечения, при очень небольших углах раскрытия диффузора, всего на $7-8^\circ$, наблюдается усиленное вихреобразование, значительно более интенсивное, чем в коллекторе, и в связи с этим повышенные потери давления.



Фиг. 112. Схема возникновения обратных течений в пограничном слое и срыва потока в диффузоре

Физические причины этого явления заключаются в следующем. Как известно, давление в диффузоре за счет падения скорости повышается в направлении движения. Повышение давления в сечениях, лежащих впереди, уменьшение скорости в слоях, прилегающих к стенкам диффузора (см. фиг. 108), вызывают, наконец, обратное течение в ламинарном пограничном слое и связанный с этим отрыв потока от стенок диффузора, как схематически показано на фиг. 112.

Как показывает непосредственный опыт (Никурадзе), при углах раскрытия, превышающих $4,8-5,1^\circ$, поле скоростей перестает быть симметричным (фиг. 113), причем поток перебрасывается от одной стенки к другой, никогда не отрываясь одновременно от двух стенок.

Усиленное вихреобразование, вызываемое появлением обратных течений и перебрасыванием потока, ведет к значительным затратам энергии, во много раз превышающим те, которые вызываются трением.

Для определения величины коэффициента потерь на трение в диффузоре (ζ_m) можно пользоваться выражением (19—14) или кривыми, изображенными на фиг. 109.

Для получения полной величины коэффициента потерь в диффузоре к ζ_m нужно прибавить коэффициент потерь, вызываемых расширением (ζ_p), т. е.

$$\zeta = \zeta_m + \zeta_p. \quad (19-15)$$

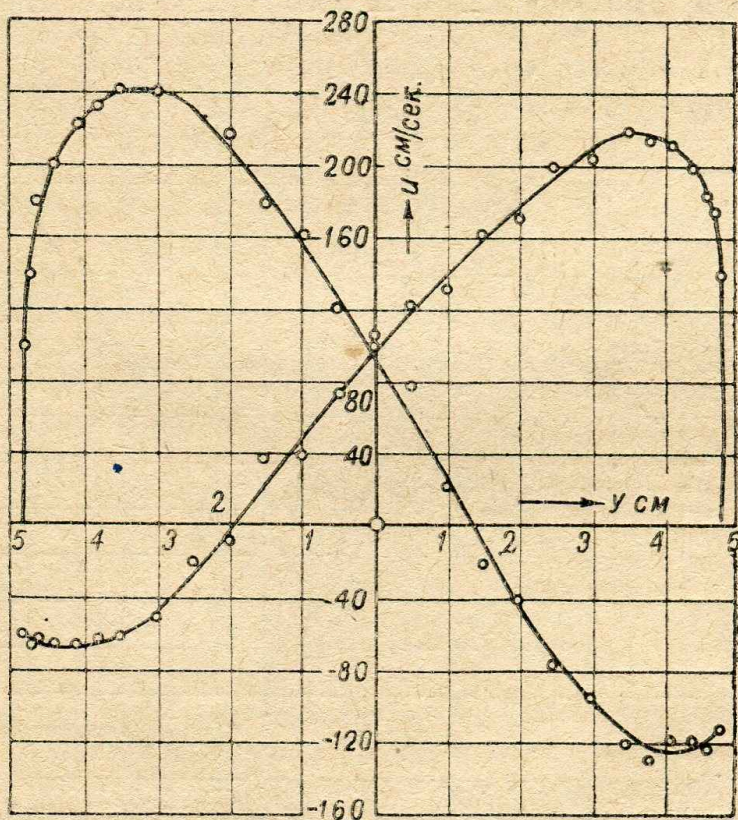
Величина ζ_p , отнесенная к скорости во входном сечении диффузора, может быть определена по эмпирической формуле Флигнера:

$$\zeta_p = \sin \delta \left(\frac{n-1}{n} \right)^2, \quad (19-16)$$

где δ и n — попержнему угол раскрытия и степень расширения диффузора.

Величина ζ_p , получаемая по этому выражению, настолько велика по сравнению с величиной ζ_m , что для углов раскрытия, больших 40° , при $n = 1,5$ и больше величину ζ_m можно не учитывать, считая приближенно $\zeta \cong \zeta_p$, ибо ζ_m при этих условиях составляет менее 5% от ζ .

С достаточной степенью точности ζ_p может быть определено по составленной нами номограмме (фиг. 114), способ, пользования которой ясен из приведенного на ней примера и рассмотрения помеченных стрелками линий.



Фиг. 113. Поле скоростей в диффузоре с углом раскрытия в 8° (Никурадзе)

Экспериментальные исследования Гибсона¹ (1910 г.) дали несколько иные величины ζ , чем получаемые по выражению (19—15). В результате своих работ Гибсон выразил коэффициент сопротивления диффузора в зависимости от коэффициента потери на удар, т. е.

$$\zeta = K \zeta_{\text{БК}}. \quad (19-17)$$

Коэффициент потерь на удар, отнесенный к скорости в большем сечении, равен, как ясно из выражений (19—2) и (19—11),

$$\zeta_{\text{БК}} = \left(\frac{F}{F_c} - 1 \right)^2 = (n - 1)^2.$$

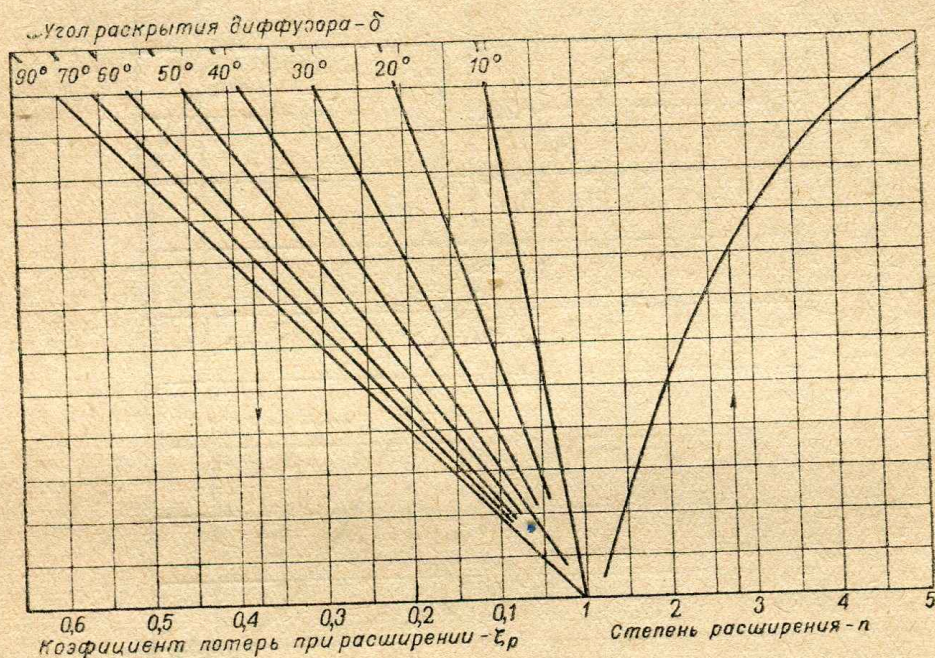
¹ Гибсон А., Гидравлика и ее приложения, перевод с англ. ОНТИ, Москва 1934, стр. 84.

Тот же коэффициент, но отнесенный к скорости в меньшем (входном для диффузора) сечении, равен

$$\zeta_{\text{вк}} = \left(1 - \frac{F_c}{F}\right)^2 = \left(1 - \frac{1}{n}\right)^2 = \left(\frac{n-1}{n}\right)^2. \quad (19-18)$$

Коэффициент смягчения удара в диффузорах (K), по Гибсону, зависит от угла раскрытия и формы диффузора (конический, пирамидальный и т. п.). Величины эти приведены ниже, причем K_k относится к коническому диффузору, $K_{пк}$ — к пирамидальному диффузору с квадратом в основании, $K_{пн}$ — к плоскому диффузору с прямоугольным основанием, одна сторона которого не изменяется по длине диффузора:

| δ | 10° | 20° | 30° | 40° | 50° | 60° | 70° | 90° | 110° | 130° | 150° | 180° |
|----------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| K_k | 0,14 | 0,39 | 0,83 | 1,01 | 1,13 | 1,21 | 1,17 | 1,12 | 1,08 | 1,03 | 1,01 | 1,00 |
| $K_{пк}$ | 0,20 | 0,80 | 1,04 | — | — | — | — | — | — | — | — | — |
| $K_{пн}$ | 0,11 | 0,39 | 0,80 | 0,97 | — | — | — | — | — | — | — | — |



Фиг. 114. Номограмма для определения коэффициента потерь при расширении в диффузоре (пример: $n = 2,75$; $\delta = 70^\circ$; $\zeta_r = 0,38$)

Таким образом, относя коэффициент потерь в диффузоре к большей скорости, т. е. во входном сечении, получаем, по Гибсону,

$$\zeta = K \left(\frac{n-1}{n}\right)^2; \quad (19-19)$$

Выражение это, как мы видим, сходно с ζ_r , по Флигнеру (19-16), но K не равно $\sin \delta$.

На фиг. 115 сравниваются величины ζ для конических диффузоров, по Гибсону (сплошная кривая), и по выражению (19-15). Во всех случаях при угле раскрытия, большем 20° , Гибсон дает большие значения. Представленные на фиг. 115 величины ζ отнесены к скорости воздуха во входном сечении диффузора.

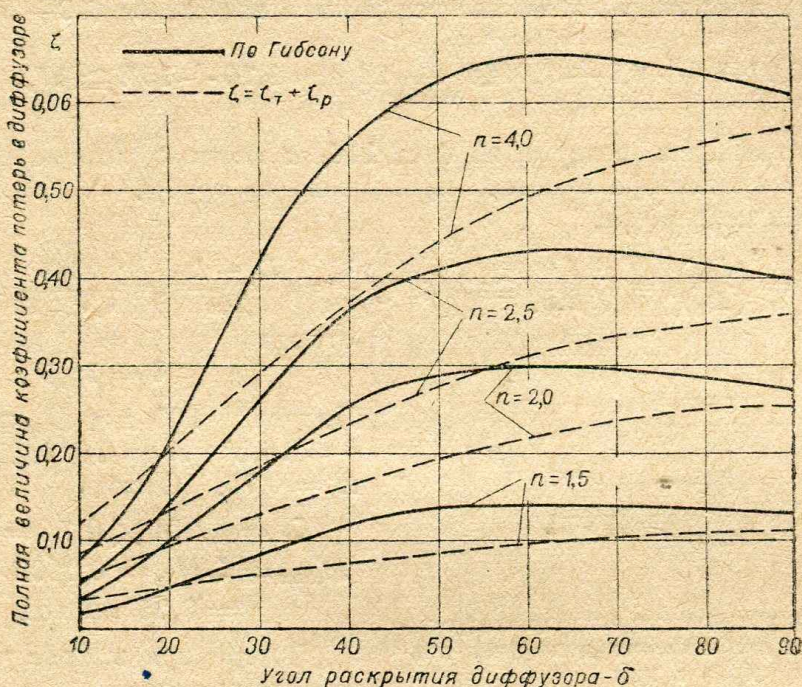
Как известно, в диффузоре происходит превращение энергии из кинетической в потенциальную, т. е. переход динамического напора в статический. Теоретический прирост статического напора равен при этом разности динамических напоров во входном и выходном отверстиях диффузора, т. е.:

$$\Delta H_{ст}^m = \frac{\gamma v_6^2}{2g} - \frac{\gamma v_m^2}{2g} = \frac{\gamma}{2g} (v_6^2 - v_m^2).$$

Фактический прирост статического напора меньше теоретического на величину потерь и равен

$$\Delta H_{ст}^{\phi} = \Delta H_{ст}^m - \zeta \frac{\gamma v_0^2}{2g} = \frac{\gamma}{2g} (v_0^2 - v_m^2) - \zeta \frac{\gamma v_0^2}{2g} = \frac{\gamma}{2g} [(1 - \zeta) v_0^2 - v_m^2].$$

Называя величину $1 - \zeta = m$ коэффициентом использования динамического напора при входе в диффузор, имеем $H_{ст}^{\phi} = \frac{\gamma}{2g} (m v_0^2 - v_m^2)$. (19—20)



Фиг. 115. Сравнение коэффициентов сопротивления диффузора по Гибсону и получаемых суммированием потерь на трение и расширение по Флигнеру

Часто пользуются так называемым коэффициентом полезного действия диффузора (η_d), относимым ко всей величине теоретического прироста напора:

$$H_{ст}^{\phi} = \eta_d H_{ст}^m = \frac{\gamma}{2g} (v_0^2 - v_m^2) \eta_d, \quad (19-21)$$

где η_d , по Билу, равен¹

$$\eta_d = 1 - \frac{n-1}{n+1} \sin \delta. \quad (19-22)$$

Выходные диффузоры с углом раскрытия, большим 35° , не следует рекомендовать, ибо, как указывают некоторые авторы¹, струя в таких диффузорах почти не расширяется, представляя собой цилиндр с диаметром, равным меньшему диаметру диффузора. Во всех случаях, где позволяют это конструктивные условия, следует применять диффузоры с углом раскрытия не больше $10-15^\circ$.

• Пример 36-а. Чему равны потери напора, возникающие при протекании $118 \text{ м}^3/\text{мин.}$ по одному и тому же воздуховоду, но при различных направлениях движения воздуха в нем (фиг. 116, а и б)? Коэффициенты сопротивления труб: $\lambda_1 = 0,0147$; $\lambda_2 = 0,0156$. Потери в диффузоре принять по Гибсону.

¹ Ушаков К. А. (ЦАГИ), Исследование работы диффузора с сетками, журн. «Отопление и вентиляция», № 8, стр. 22, 1931.

• Решение. Для обоих направлений по выражению (19—3) потери напора равны

$$H_{nm} = \sum Rl + \sum \zeta \frac{\gamma v^2}{2g}, \text{ где } \sum Rl = \lambda_1 \frac{l_1}{D_1} \frac{\gamma v_1^2}{2g} + \lambda_2 \frac{l_2}{D_2} \frac{\gamma v_2^2}{2g} \quad (19-23)$$

Скорости воздуха в участках 1 и 2 при $Q = 118 \text{ м}^3/\text{мин.}$, $D_1 = 500 \text{ мм}$ и $D_2 = 355 \text{ мм}$ равны: $v_1 = 10,0 \text{ м/сек.}$, $v_2 = 19,9 \text{ м/сек.}$; соответствующие им динамические напоры: $H_{\partial 1} = 6 \text{ мм вод. ст.}$, $H_{\partial 2} = 24 \text{ мм вод. ст.}$ (см. например, номограмму на фиг. 199).

Отсюда, подставляя найденные величины в выражение (19—23), получаем

$$\sum Rl = 0,0147 \frac{10}{0,5} 6,0 + 0,0156 \frac{15}{0,355} 24,0 = 1,76 + 15,8 \cong 17,6 \text{ мм вод. ст.}$$

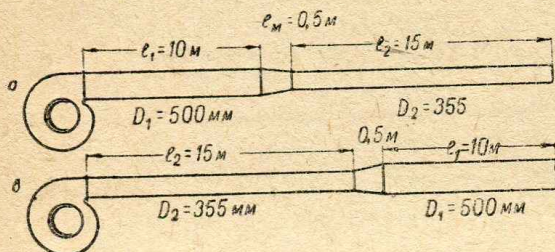
Для направления воздуха по фиг. 116, а местные потери составляют из потерь в коллекторе и потерь при выходе из трубы.

Потери в коллекторе:

$$n = \frac{F_1}{F_2} = \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 = \left(\frac{0,500}{0,355} \right)^2 \cong 2,0; \quad \operatorname{tg} \frac{\delta}{2} = \frac{D_1 - D_2}{2l_m} = \frac{0,145}{0,5 \times 2} = 0,145;$$

отсюда

$$\delta = 16,5^\circ.$$



По фиг. 109 для $D_{cp} \cong 400 \text{ мм}$ и $\delta = 16,5^\circ$ $A = 0,014$; для $n = 2,0$ $B = 0,75$. Отсюда

$$\zeta_k = 0,014 \times 0,75 = 0,0105; \\ H_{nmk} = \zeta_k H_{\partial 2} = 0,0105 \times 24,0 = 0,25 \text{ мм вод. ст.}$$

Фиг. 116. Сопротивление воздуховода в зависимости от направления движения воздуха в нем

Потери при выходе равны динамическому напору:

$$H_{\partial 2} = 24,0 \text{ мм вод. ст.}$$

Следовательно, для направления а величина потерь во всем воздуховоде, включая потери на выходе, равна

$$H_{nm} = 17,6 + 0,25 + 24,0 = 41,85 \text{ мм вод. ст.}$$

Для того же воздуховода, но для направления по фиг. 116, б, местные потери составляют из потерь в диффузоре и при выходе.

Потери в диффузоре по фиг. 115, по Гибсону, для $n = 2,0$ и $\delta = 16,5^\circ$ — $\zeta_d = 0,07$

$$H_{nmd} = \zeta_d H_{\partial 2} = 0,07 \times 24,0 = 1,7 \text{ мм вод. ст.}$$

Потери на выходе равны

$$H_{\partial 1} = 6,0 \text{ мм вод. ст.}$$

Величина потерь во всем воздуховоде для направления б равна, следовательно,

$$H_{nm} = 17,6 + 1,7 + 6,0 = 25,3 \text{ мм вод. ст.}$$

Таким образом, несмотря на то что потери в диффузоре значительно больше потерь в коллекторе, общие потери напора при наличии диффузора значительно меньше за счет уменьшения потерь на выходе.

Следовательно, величина потерь зависит не только от формы и размеров воздуховода, но и от направления движения воздуха в нем. Следует иметь

в виду, что найденные выше величины потерь, включающие в себя потери на выходе из воздуховода, представляют собой по существу величины общих напоров в начале нагнетающей линии. (Результат: 41,8 и 25,3 мм вод. ст.)

● Пример 37. Чему должен быть равен статический напор, измеряемый так, как показано на фиг. 117, в трубе на расстоянии $l = 3D$ от диффузора, если угол раскрытия его равен 20° , степень расширения — 2,0, скорость в трубе — 10 м/сек. и коэффициент трения — 0,02?

● Решение. Для определения статического напора в сечении 1—1 напишем уравнение Бернулли между этим сечением и атмосферой (сечение 3—3), учитывая потери между этими сечениями, составляющиеся из потерь на трение в трубе, потерь в диффузоре и потерь динамического напора при выходе (в сечении 2—2):

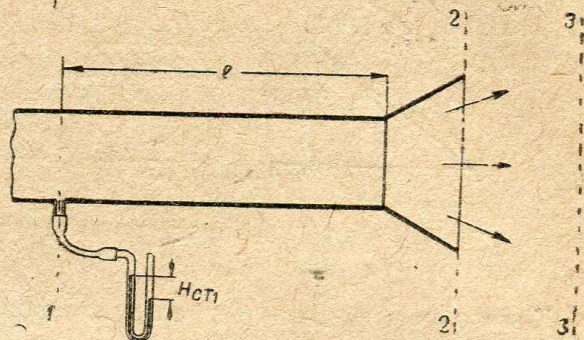
$$H_{ст1} + H_{\partial 1} = H_{ст3} + H_{\partial 3} + H_{нт},$$

где

$$H_{нт} = \lambda \frac{l}{D_1} H_{\partial 1} + H_{нтд} + H_{\partial 2}.$$

Так как $H_{ст3} = 0$ и $H_{\partial 3} = 0$, то

$$H_{ст1} + H_{\partial 1} = \lambda \frac{l}{D_1} H_{\partial 1} + H_{нтд} + H_{\partial 2},$$



Фиг. 117. Измерение потерь в диффузоре на выходе

откуда

$$H_{ст1} = \lambda_1 \frac{l}{D_1} H_{\partial 1} + H_{нтд} - H_{\partial 1} + H_{\partial 2} \text{ мм вод. ст.}$$

По условиям измерения

$$H_{\partial 1} = \frac{\rho v_1^2}{2} = \frac{0,122 \times 10^2}{2} = 6,1 \text{ мм вод. ст.};$$

$$H_{нтд} = \zeta_d H_{\partial 1} = 0,1 \times 6,1 = 0,61 \text{ мм вод. ст.},$$

где $\zeta_d = 0,1$, по Гибсону (фиг. 115), для $\delta = 20^\circ$ и $n = 2,0$

$$H_{\partial 2} = \frac{0,122 \times \left(\frac{10}{2}\right)^2}{2} = 1,53 \text{ мм вод. ст.}$$

Следовательно

$$H_{ст1} = 0,02 \times 3 \times 6,1 + 0,61 - 6,1 + 1,53 = -3,59 \text{ мм вод. ст.}$$

Таким образом благодаря наличию диффузора в сечении 1—1 вместо избыточного давления, которое при отсутствии диффузора ($H_{нтд} = 0$ и $H_{\partial 1} = H_{\partial 2}$) равнялось бы $H_{ст1} = \lambda \frac{l}{D} H_{\partial 1}$, господствует разрежение, увеличивающееся по направлению к выходу вплоть до начала расширения воздуховода.

5. Сопротивление колен и отводов. Фасонные части воздухопроводов называются коленами и отводами (фиг. 118), причем под первыми обычно понимают непосредственные соединения двух прямых труб, а под вторыми — соединения, осуществленные при помощи отрезка трубы, изогнутой по дуге окружности того или иного радиуса (R_k).

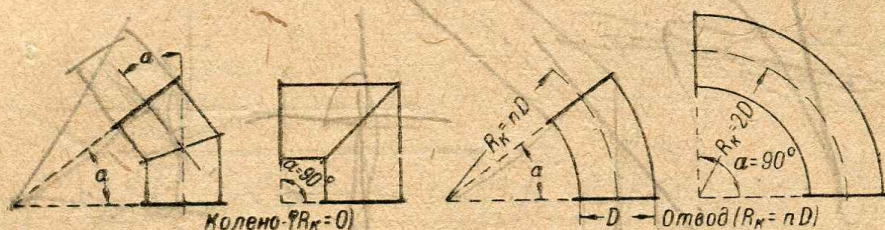
Так как существенного различия между этими деталями нет (разница лишь в величине радиуса закругления), то в дальнейшем будем называть отводы также коленами — термином, в практике наиболее употребительным.

Форма этого рода деталей характеризуется следующими данными:

1) диаметром (D) поперечного сечения круглого колена или сторонами прямоугольного сечения ($h \times b$);

2) углом поворота (α), отсчитываемым так, как это показано на фиг. 118;

3) радиусом закругления колена (R_k), отсчитываемым по оси трубы и выражаемым обычно в диаметрах трубы ($R_k = nD$) при круглом сечении ее или в ширинах прямоугольного канала ($R_k = nb$).

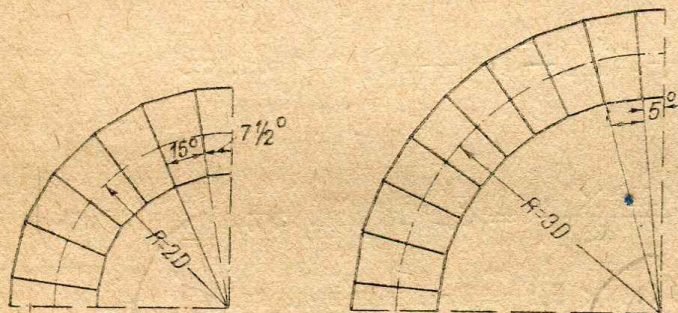


Фиг. 118. Характеристика формы колен и отводов

Колено вентиляционных воздуховодов обычно изготавливается из тонкого листового железа, составленного из ряда соединенных между собой звеньев (сегментов), и имеет вид, изображенный, например, на фиг. 119. Одной из важных характеристик такого колена является число звеньев; оно

характеризует плавность изгиба при данных α и R_k .

В практике встречаются иногда так называемые конические колена, выполняющие одновременно задачи коллектора или диффузора и собственно колена. Употребляются они в тех случаях, когда в располагаемом пространстве не уместятся, например, коллектор и колено. Применение конического колена в этом



Фиг. 119. Колена из листового железа, составленные из нескольких звеньев (сегментов)

случае дает возможность решить ту же задачу, но при меньших габаритах детали. Кроме отмеченных выше данных, коническое колено характеризуется отношением размеров входного и выходного отверстий.

а) Причины, вызывающие потери напора при изгибах воздуховодов. Один из наиболее ранних теоретических выводов величины потерь напора при изгибе воздуховода принадлежит Цейнеру, который считал, что теряемая в колене энергия затрачивается на изгиб струи. Представление это ошибочно по существу, ибо силы, действующие на изгибаемый поток, перпендикулярны траекториям частиц потока.

Следовательно, изгиб линий тока, не осложненный какими-либо сопутствующими явлениями, не вызывает затрат энергии и не может быть причиной потерь напора.

Это положение является основным при рассмотрении сущности сопротивления колена. На выводе Цейнера мы остановились лишь для того, чтобы подчеркнуть ошибочность распространенного еще представления о причинах потерь в колене, тем более, что даже в новейшей литературе по трактуемым вопросам вывод Цейнера иногда приводится в качестве поясняющего существо-

явлений, происходящих в изогнутых каналах без всякой критики, как безошибочный¹.

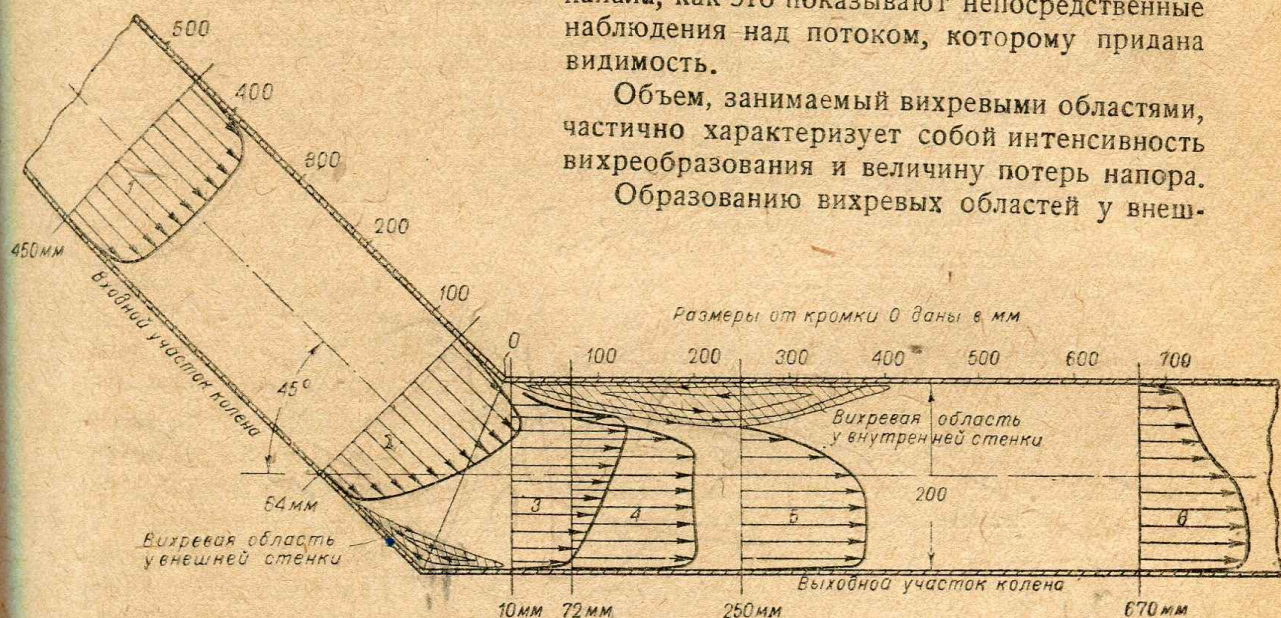
Для того чтобы составить соответствующее действительности представление о причинах потерь напора в колене, рассмотрим физическую сущность происходящих явлений.

В качестве примера в п. 1 данного параграфа уже были схематично рассмотрены явления, возникающие в колене. На фиг. 101 и 102 показаны области вихреобразования в колене, наличие которых, как уже было отмечено, является одной из причин уменьшения запаса энергии потока.

Следует отметить, что объем, занимаемый в потоке этими вихревыми областями, достаточно велик. Толщина вихревой области у внутренней стенки колена (отмечена буквой *c* на фиг. 102) равна, например, для колена с острыми кромками ($R_k = 0$) при $\alpha = 90^\circ$ половине высоты сечения трубы. Даже при угле поворота в 45° вихревая область занимает четверть высоты канала, как это показывают непосредственные наблюдения над потоком, которому придана видимость.

Объем, занимаемый вихревыми областями, частично характеризует собой интенсивность вихреобразования и величину потерь напора.

Образованию вихревых областей у внеш-



Фиг. 120. Изменение скоростного поля в колене и в прямой трубе после него (по Бамбаху)

ней и внутренней стенок колена сопутствует деформация скоростного поля, наглядно показанная на основании измерений Бамбаха (1930 г.) на фиг. 120. Турбулентное поле скоростей входного участка (профиль 1) уже за 64 мм от острой кромки колена (профиль 2) претерпевает ясно выраженные изменения, заключающиеся в уменьшении скоростей струек потока, прилегающих к внешней стенке, и ускорении струек у внутренней стенки колена. В выходном участке колена наблюдаются обратные явления: скорость у внутренней стенки понижается (профили 5 и 6) и соответственно этому повышается скорость у внешней стенки (постоянство средней скорости, неизменность расхода и площади поперечного сечения).

Таким образом на повороте потока у внутренней стенки наблюдается повышение скорости, неизбежно сопровождающееся понижением статического давления, подобно явлениям, наблюдающимся в коллекторе (конфузорный эффект); у внешней стенки наблюдается уменьшение скорости и повышение, следовательно, статического давления (диффузорный эффект).

¹ См., например, книгу проф. Сурвилло В. Л., Расчет корабельных трубопроводов, стр. 54—55, ОНТИ, 1935. В противовес такой трактовке причины потерь напора в колене см. статью инж. Абрамовича, Аэродинамика местных сопротивлений, Труды ЦАГИ, вып. 211, 1935.

Явления эти вызываются центробежными силами, возникающими в потоке при повороте, увеличивающими статическое давление у внешней стенки и, следовательно, понижающими скорость внешних струек.

Действительно, рассмотрим безвихревой поток идеальной жидкости, протекающий в колене с прямоугольным сечением, ширину которого примем равной единице (фиг. 121).

Для идеальной жидкости, движущейся без трения, скоростное поле в прямой трубе вполне равномерно (профиль 1), т. е. скорости во всех точках поперечного сечения равны между собой. Точно так же общее давление для идеальной жидкости во всех сечениях каждой струйки потока постоянно равно, по Бернулли.

$$H_0 = p + \frac{\gamma v^2}{2g}$$

и измениться вследствие отсутствия потерь не может.

Изменениям могут подвергаться только отдельные составляющие H_0 , статическое и динамическое давления, но сумма их при этом должна оставаться неизменной.

Дифференцируя это уравнение, получим

$$dp + \frac{\gamma}{g} v dv = 0$$

или

$$dp = - \frac{\gamma}{g} v dv. \quad (19-25)$$

Полученное выражение dp справедливо для каждой струйки потока идеальной жидкости как на прямолинейном, так и на криволинейном путях.

Напишем также выражение dp , рассмотрев увеличение статического давления под влиянием центробежных сил, возникающих при повороте в колене. Для этого выделим часть струйки потока (заштрихована на фиг. 121) с шириной, равной единице, движущейся по траектории с радиусом кривизны r . Объем выделенного элемента струйки равен $\alpha r dr$, масса его равна

$$dm = \frac{\gamma \alpha r dr}{g}.$$

При движении данного элемента по криволинейной траектории развивается центробежная сила

$$dP = dm \frac{v^2}{r} = \frac{\gamma \alpha v^2 dr}{g},$$

обуславливающая повышение статического давления на величину

$$dp = \frac{dP}{F} = \frac{dP}{\alpha r} = \frac{\gamma}{g} \frac{dr}{r} v^2, \quad (19-26)$$

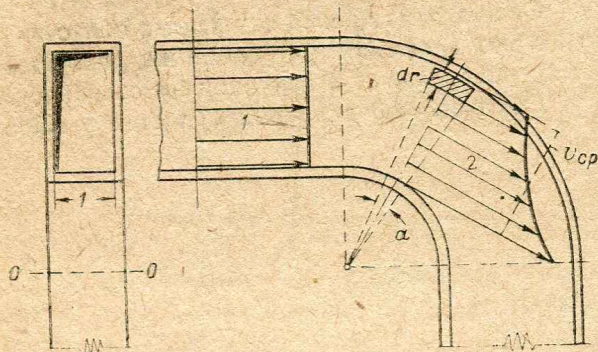
где $F = \alpha r$ — поверхность выделенного элемента струйки потока.

Приравнявая друг к другу выражения (19-25) и (19-26), получаем

$$v \frac{dr}{r} = - dv$$

или

$$\frac{dv}{v} + \frac{dr}{r} = 0.$$



Фиг. 121. Скоростное поле для движения в колене идеальной жидкости

Интегрируя это уравнение, будем иметь

$$\ln v + \ln r = C$$

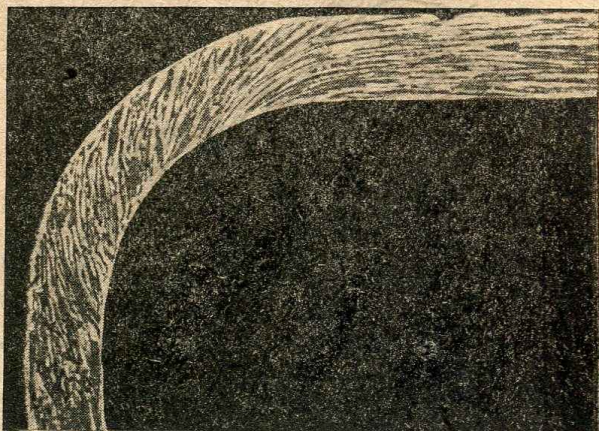
или

$$vr = \text{const} \quad (19-27)$$

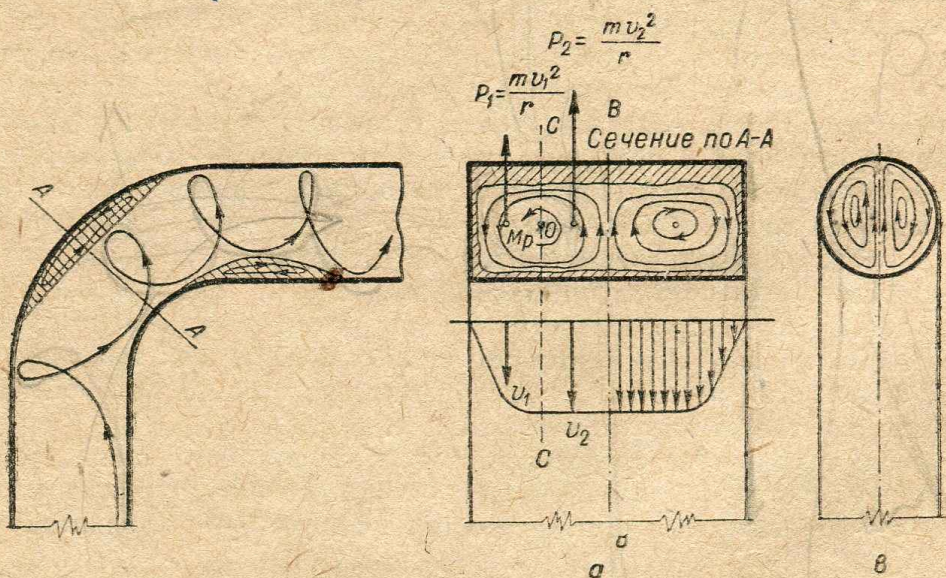
Уравнение это показывает, что в идеальной жидкости скорости на повороте возрастают по направлению к центру кривизны (ко внутренней стенке колена), будучи обратно пропорциональны радиусам кривизны. Соответствующее этому положению гиперболическое поле скоростей показано на фиг. 121 (профиль 2).

Описанная картина движения идеальной жидкости в колене объясняет причины наблюдающихся в реальном потоке деформаций скоростного поля в самом колене и за ним.

Строение реального потока в колене осложняется, кроме всего указанного ранее, закручиванием потока в так называемый парный вихрь. На фиг. 122 показана фотография линий тока у поверхности боковой стенки колена, на которой видно, что наряду с основным поступательным движением поток в колене закручивается, и в результате сложения этих движений линии тока приобретают винтообразную форму.



Фиг. 122. Фотография следов винтообразных линий тока, образованных парным вихрем в колене (по Хиндерксу, 1927 г.)



Фиг. 123. К рассмотрению причины образования парного вихря в колене (а — парный вихрь для колена с прямоугольным поперечным сечением; б — то же для круглого сечения)

Причины закручивания потока в колене могут быть уяснены при рассмотрении фиг. 123. 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 в центральной части ядра потока (v_2) больше, чем в частях, прилегающих к бо-

ковой стенке (v_1), то и центробежная сила, располагающаяся справа от точки O (сила P_2), будет больше, чем такая же сила, но расположенная слева от этой точки (P_1). Под влиянием разности этих сил возникает момент центробежных сил (M_p) относительно точки O , приводящий поток во вращение. Частицы центральных частей потока движутся при этом по направлению к внешней стенке колена, а частицы, прилегающие к боковым стенкам, — в обратном направлении.

Такая же картина наблюдается в правой симметричной части сечения, в результате чего в колене образуется парный вихрь, для создания которого затрачивается часть запаса энергии потока. Превращаясь в итоге в тепло, энергия эта для потока в результате теряется, что выражается в потерях напора.

Вращение потока, вызванное коленом, продолжается, как показывает опыт, и в прямой трубе, следующей за коленом, и прекращается весьма медленно на очень большой длине. После колена поток окончательно выравнивается лишь на длине, достигающей 80 калибров ($80D$), но после 10—15 калибров прямой трубы интенсивность закручивания значительно уменьшается.

Потери напора, вызываемые коленом, сосредоточены, следовательно, не только в самом колене, но и на участке длиной не менее 10 калибров.

Потери напора в трубе, следующей за коленом, равны и даже иногда больше потерь в колене, как таковом. В этом именно смысле иногда указывают, что колено повышает сопротивление последующей трубы¹.

Таким образом колено по существу не является „местным“ сопротивлением в том смысле, какой был придан этому термину. Однако для расчетных целей все потери напора, вызываемые коленом, считают сосредоточенными в нем, и оценивают их коэффициентом сопротивления колена ($\zeta_{\kappa\kappa}$).

Как должно быть понятно из описанной картины потока, обусловливаемой наличием колена, измерение напоров непосредственно за коленом с целью определения, например, коэффициента трения (см. фиг. 94), не может дать надежных результатов, ибо поток возмущен коленом, что выражается деформацией скоростного поля (см. фиг. 120) и интенсивностью закручивания потока в парный вихрь. Все измерения при испытании вентиляционной сети, например, следует производить в точках, удаленных от колена на расстоянии не менее 10 калибров, а при более точных измерениях — 15 калибров.

Таким образом мы видим, что строение потока реальной жидкости в колене достаточно сложное. Оно характеризуется одновременным наличием двух вихревых областей и закручиванием потока в парный вихрь, как это показано на общей схеме потока, представленной на фиг. 124.

Изложенная схема строения потока делает ясными причины потерь напора в колене. Потери эти вызываются не изгибом потока, как это предполагал Цейнер, а сложными явлениями вихреобразования, преобразованием механической энергии в тепловую и рассеиванием ее.

Величина коэффициента сопротивления колена изменяется, с одной стороны, под влиянием факторов, определяющих собой степень турбулентности потока (Re, ε — относительная шероховатость), а с другой, — под влиянием формы колена ($\alpha, R_{\kappa}, \frac{h}{b}$). Величины $\zeta_{\kappa\kappa}$ при различных комбинациях этих факторов приведены в дальнейшем изложении.

Под коэффициентом местного сопротивления мы до сих пор понимали отношение величины потерь в данной детали воздуховода к динамическому напору. В эти потери входили и чисто вихревые потери и потери на трение (как например, в диффузоре). Однако потери на трение в деталях, рассмотренных нами до этого, были весьма ничтожны или совершенно отсутствовали (вход в трубу). Для колен, особенно при больших радиусах закругле-

¹ См., например, Пинегин В. Н., проф., Гидравлика, стр. 133, 1926, Одесса.

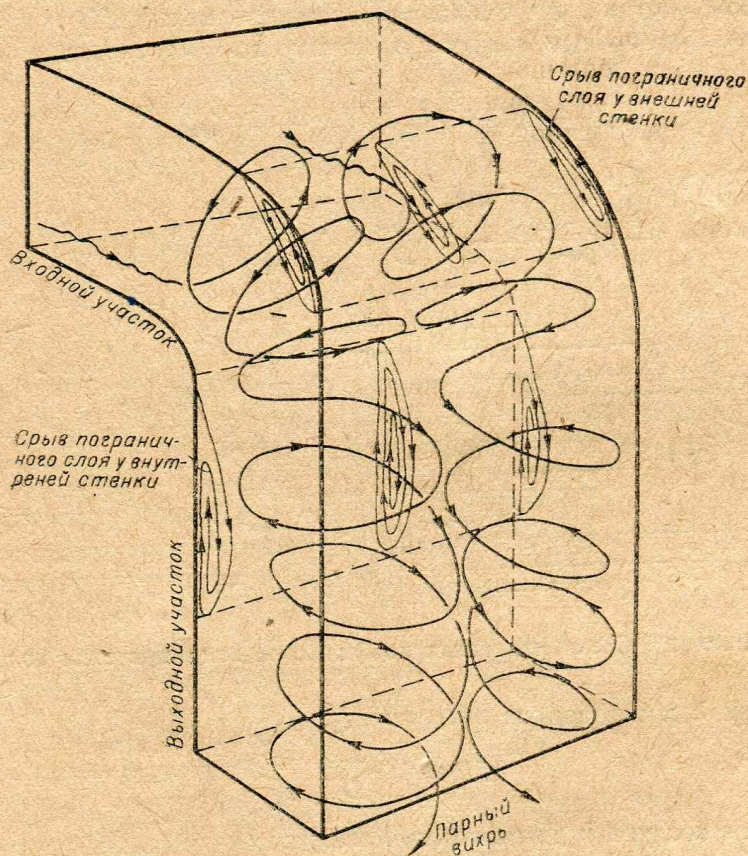
ния (R_k), потери напора на трение достаточно велики, вследствие чего в приводимых ниже коэффициентах сопротивления колен (ζ_{kn}) они не учитываются.

Общая величина потери напора в колене равна

$$H_{kn} = \lambda \frac{l}{D} \frac{\gamma v^2}{2g} + \zeta_{kn} \frac{\gamma v^2}{2g} = \left(\lambda \frac{l}{D} + \zeta_{kn} \right) \frac{\gamma v^2}{2g}, \quad (19-28)$$

где l — выпрямленная длина колена, измеряемая по осевой линии.

Следовательно, при определении суммы потерь напора в каком-либо участке к длине прямолинейных частей его должна быть прибавлена сумма выпрямленных длин колен, входящих в состав участка.



Фиг. 124. Общая схема вихреобразований в колене

В соответствии с выражением (19—9) статический напор в конце участка всасывающего воздуховода с постоянным сечением, имеющего одно или несколько колен, должно быть равно

$$H_{ст} = (1,09 + \Sigma \zeta) \frac{\gamma v^2}{2g} + Rl = \left(1,09 + \Sigma \zeta + \lambda \frac{l}{D} \right) \frac{\gamma v^2}{2g}, \quad (19-29)$$

где под $\Sigma \zeta$ мы понимаем сумму коэффициентов сопротивлений всех имеющихся фасонных деталей данного участка (колено, коллекторный вход и т. п.), а под l — сумму длин прямолинейного воздуховода и выпрямленных колен. Величина полного напора в том же сечении равна

$$H_o = H_{пт} = \left(\Sigma \zeta + l \frac{\lambda}{D} \right) \frac{\gamma v^2}{2g}.$$

• Пример 38. Определить величину коэффициента сопротивления колена по следующим данным испытания, проведенного в соответствии со схемой,

изображенной на фиг. 125. $H_1 = 21,85$ мм вод. ст., $H_2 = 13,70$ мм вод. ст.; $D = 250$ мм = const; угол поворота колена $\alpha = 180^\circ$; радиус закругления $R_k = 1,5$; $l_1 = 4$ м; $l_2 = 5$ м, количество протекающего воздуха $Q = 60$ м³/мин. Воздух стандартный.

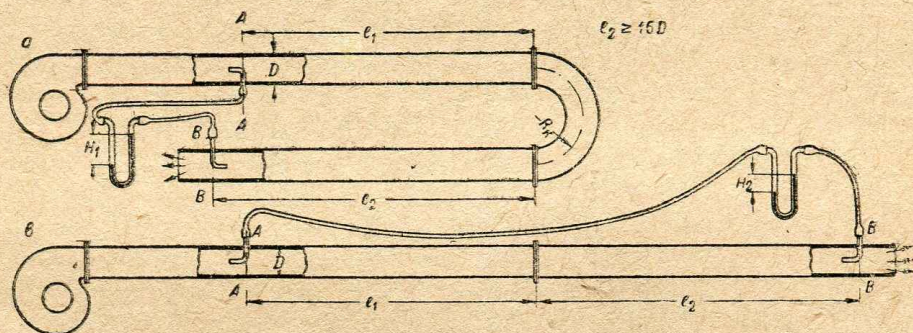
● Решение. На трубку Пито, установленную открытым концом навстречу потоку, действует, как известно (см. фиг. 66), общее давление. Так как к манометрам с обоих концов присоединены трубки Пито (фиг. 125), то разность уровней жидкости покажет разность общих давлений между сечениями AA и BB . Как уже было указано, разность общих давлений характеризует собой величину потерь.

Следовательно, величина H_1 указывает величину потерь напора в части воздуховода, заключенной между сечениями AA и BB при наличии колена; величина H_2 — то же, но без колена; разность между H_2 и H_1 представляет собой величину потерь напора в испытуемом колене, т. е. по выражению (19—28)

$$H_1 - H_2 = H_{\kappa\kappa} = \left(\lambda \frac{l}{D} + \zeta_{\kappa\kappa} \right) \frac{\gamma v^2}{2g}.$$

Отсюда искомая величина $\zeta_{\kappa\kappa}$ равна

$$\frac{2(H_1 - H_2)}{\gamma v^2} - \lambda \frac{l}{D} = \frac{H_1 - H_2}{H_0} - \lambda \frac{l}{D}.$$



Фиг. 125. Схема измерения коэффициента сопротивления колена

Величину λ можно определить по H_2 :

$$H_2 = \lambda \frac{l_1 + l_2}{D} \frac{\gamma v^2}{2g}.$$

Скорости воздуха и динамический напор:

$$v = \frac{Q}{47,1 D^2} = \frac{60}{47,1 \times 0,25^2} = 20,4 \text{ м/сек.};$$

$$H_0 = \frac{0,122 \times 20,4}{2} = 25,4 \text{ мм вод. ст.}$$

При этих величинах

$$\lambda = \frac{H_2}{H_0} \frac{D}{l_1 + l_2} = \frac{13,7}{25,4} \frac{0,25}{4 + 5} = 0,015.$$

Выпрямленная длина колена при $\alpha = 180^\circ$ и $R_k = 1,5$ равна $l = \pi R_k = 1,5 \times 3,14 \times 0,25 = 1,18$ м.

Подставляя полученные значения в найденное ранее выражение, определяем:

$$\zeta_{\kappa\kappa} = \frac{21,85 - 13,70}{25,4} - 0,015 \frac{1,18}{0,25} = 0,321 - 0,071 = 0,25.$$

Таким образом мы получаем коэффициент сопротивления колена, характеризующий собой исключительно вихревые потери в нем.

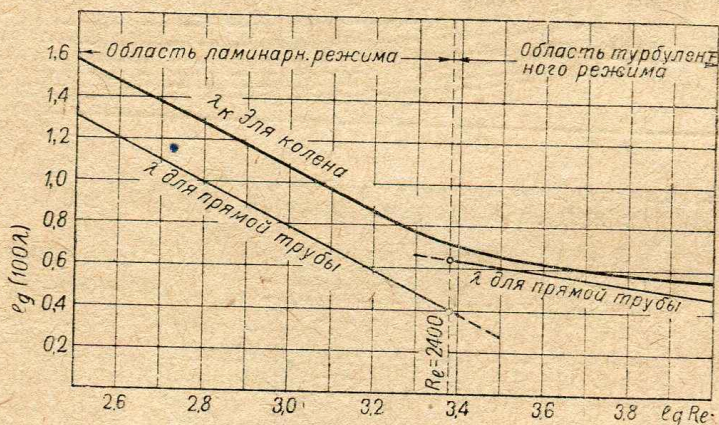
б) Влияние числа Рейнольдса и шероховатости на величину коэффициента сопротивления колена. При рассмотрении вопросов сопротивления прямой трубы мы видели, что коэффициент сопротивления ее λ уменьшается с увеличением Re до некоторых пределов его; но при больших значениях числа Re и шероховатой поверхности труб коэффициент сопротивления прямой трубы становится независимым от Re , изменяясь только под влиянием шероховатости.

Такие же общие закономерности наблюдаются и для кривых воздуховодов и колен.

На фиг. 126 показан характер изменения сопротивления колена в зависимости от Re по результатам экспериментов Рихтера (1930 г.). Следует отметить, что данная кривая представляет собой не величину $\zeta_{кн}$, а коэффициент сопротивления колена $\lambda_{кн}$, исчисленный по следующему выражению потерь в колене:

$$H_{кн} = \lambda_{кн} \frac{l}{D} \frac{\gamma v^2}{2g}.$$

Таким образом $\lambda_{кн}$ отличается от $\zeta_{кн}$ тем, что наряду с вихревыми потерями характеризует потери на трение в колене.



Фиг. 126. Коэффициент сопротивления колена в зависимости от числа Рейнольдса при небольших значениях его (потери в колене равны: $H_{кн} = \lambda_{кн} \frac{l}{D} \frac{\rho \cdot v^2}{2}$, где l — длина, D — диаметр колена)

Сопоставляя характер изменения коэффициентов трения и сопротивления колена (фиг. 126) в зависимости от Re , мы видим, что линии λ и $\lambda_{кн}$ параллельны между собой. Следовательно, зависимость коэффициента сопротивления колена от Re подчинена тем же общим закономерностям, что и λ .

В связи с этим Рихтер предложил выразить коэффициент сопротивления колена в зависимости от коэффициента трения для прямой трубы. Исходя из результатов своих экспериментов, Рихтер установил простую линейную связь между этими двумя коэффициентами, а именно:

$$\lambda_{кн} = (1 + x) \lambda, \quad (19-30)$$

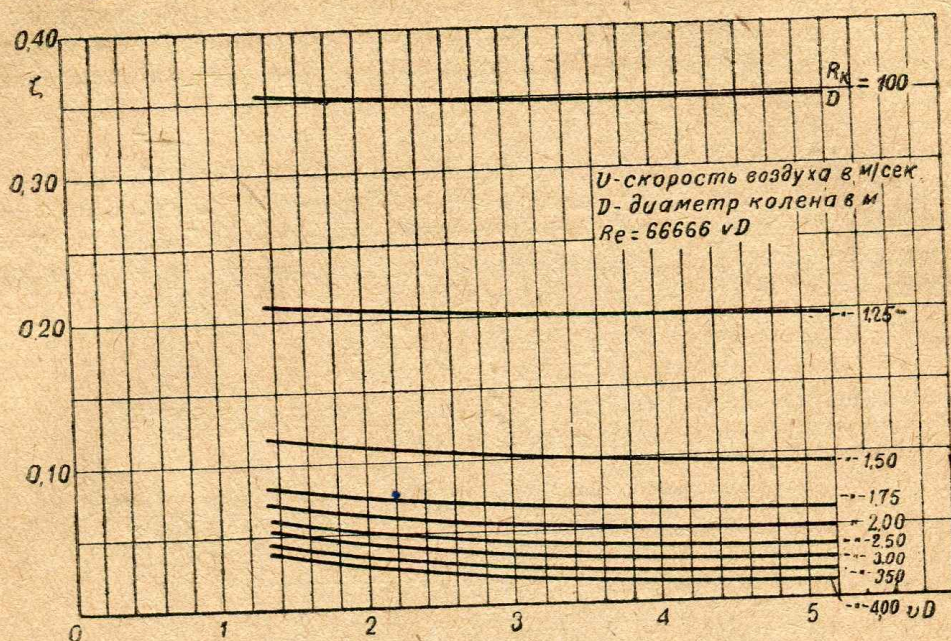
где x — находимая опытным путем функция угла поворота, радиуса закругления и шероховатости колена.

Анализируя опубликованные результаты экспериментов ряда исследователей, Абрамович (1935 г.) подтвердил преимущественно линейный характер зависимости:

$$\zeta_{кн} = f(\lambda),$$

не вскрывая, однако, конкретного выражения этой функции за недостаточностью данных (для уточнения этой функции в ЦАГИ намечено экспериментальное исследование).

Указанная зависимость между $\zeta_{\text{кн}}$ и λ заставляет предположить, что с увеличением Re влияние его на $\zeta_{\text{кн}}$ точно так же, как известное уже влияние Re на λ , будет ослабевать.

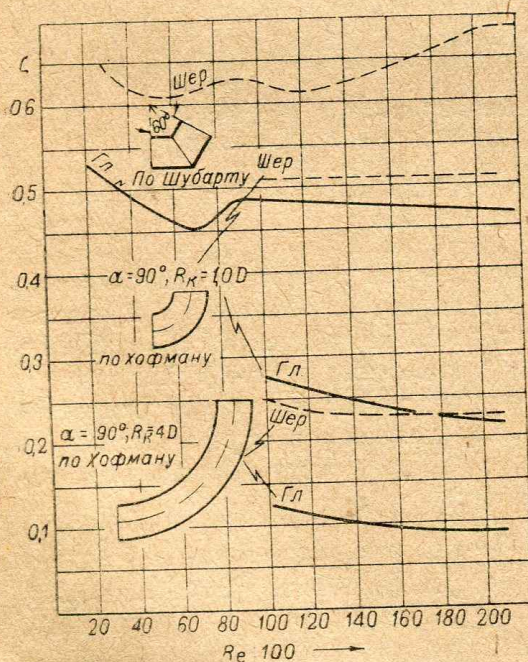


Фиг. 127. Зависимость коэффициента сопротивления колена ($\zeta_{\text{кн}}$) от числа Рейнольдса в пределах Re от 85 000 до 350 000

Действительно, опыты многих исследователей этого вопроса показывают, что при Re , больших 100 000 — 150 000, $\zeta_{\text{кн}}$ настолько мало уменьшается, что для практических целей расчета вентиляционной сети может считаться совершенно независимым от Re .

Представленные на фиг. 127 кривые $\zeta_{\text{кн}} - vD$ вполне подтверждают это важное положение, позволяющее значительно упростить расчет сложных разветвленных воздухопроводов. Кривые эти построены на основании данных экспериментального исследования проф. Левкова¹ (1928 г.) и вполне соответствуют выводам, сделанным рядом позднейших исследователей (А. Хофман, Х. Рихтер, Д. Тома, Василевский.)²

Точно так же как и для λ при больших Re , на величину $\zeta_{\text{кн}}$ большое влияние оказывает шероховатость стенок. Фиг. 128, построенная по данным Хофмана и Шубарта² (1929 г.), показывает, что коэффициент сопротивления колена, очень мало изменяясь в зависимости от числа Рейнольдса, резко повышается при увеличении шероховатости колена (пунктирные кривые). Сле-



Фиг. 128. Влияние шероховатости на сопротивление колен различной формы

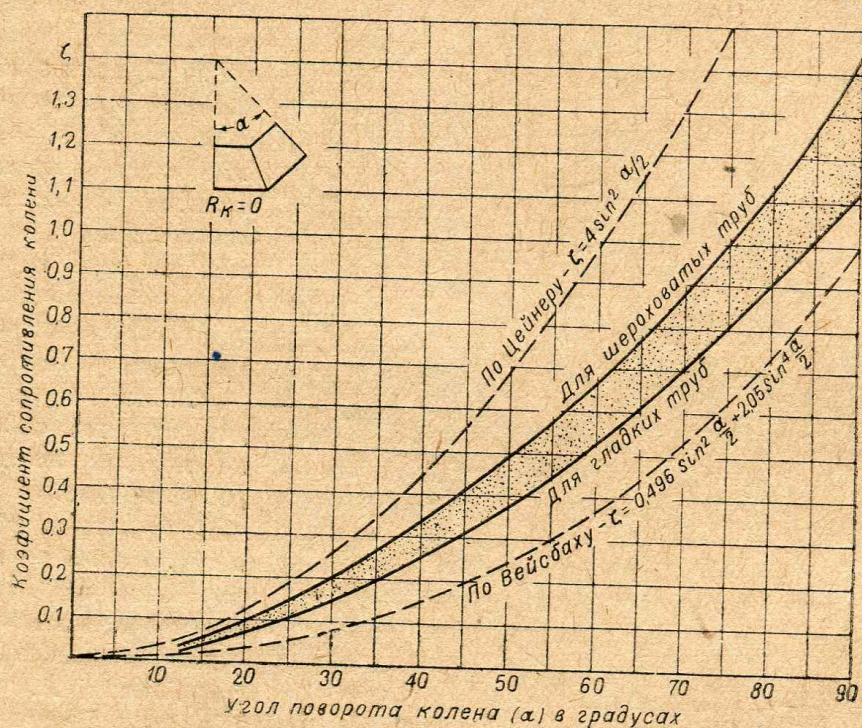
¹ Левков В. И., Сопротивление отводов и колен воздушных трубопроводов, отдельный оттиск из „Издательства Донского политехнического ин-та“, т. XIV, Новочеркасск 1931, (исследование сдано промышленности в 1928 г.).

² Краткую сводку этих работ см. у Шиллера, Движение жидкостей в трубах, стр. 196—208; ОНТИ, 1936, там же подробные библиографические указания.

дует отметить, что относительная шероховатость внутренних стенок испытывавшихся колен была несколько выше обычной относительной шероховатости вентиляционных воздуховодов и равна около $\epsilon = 0,003$. Даже в элеваторных воздуховодах, учитывая их запыленность, беря наибольшее значение абсолютной шероховатости ($K = 0,2$ мм) и наименьший диаметр трубы ($D = 100$ мм), имеется максимальная относительная шероховатость, равная $\epsilon = 0,002$.

Указание это сделано нами для того, чтобы подчеркнуть, что не следует пользоваться в расчетной практике верхними пунктирными кривыми для условий мельниц и элеваторов. Величины $\zeta_{кн}$ для условий этих предприятий должны лежать значительно ниже пунктирных кривых.

Анализ результатов экспериментальных работ Шубарта показывает, что коэффициент сопротивления шероховатого колена во столько раз больше



Фиг. 129. Коэффициенты сопротивления колена с острыми кромками ($R_k = 0$) в зависимости от угла поворота

коэффициента для гладкого колена, во сколько коэффициент трения в прямой шероховатой трубе (λ) больше такого же коэффициента для гладкой трубы.

Учитывая незначительную величину относительной шероховатости воздуховодов наших предприятий при условии правильной эксплуатации вентиляционных сетей, при расчете их можно ориентироваться на величины $\zeta_{кн}$, взятые для гладких колен.

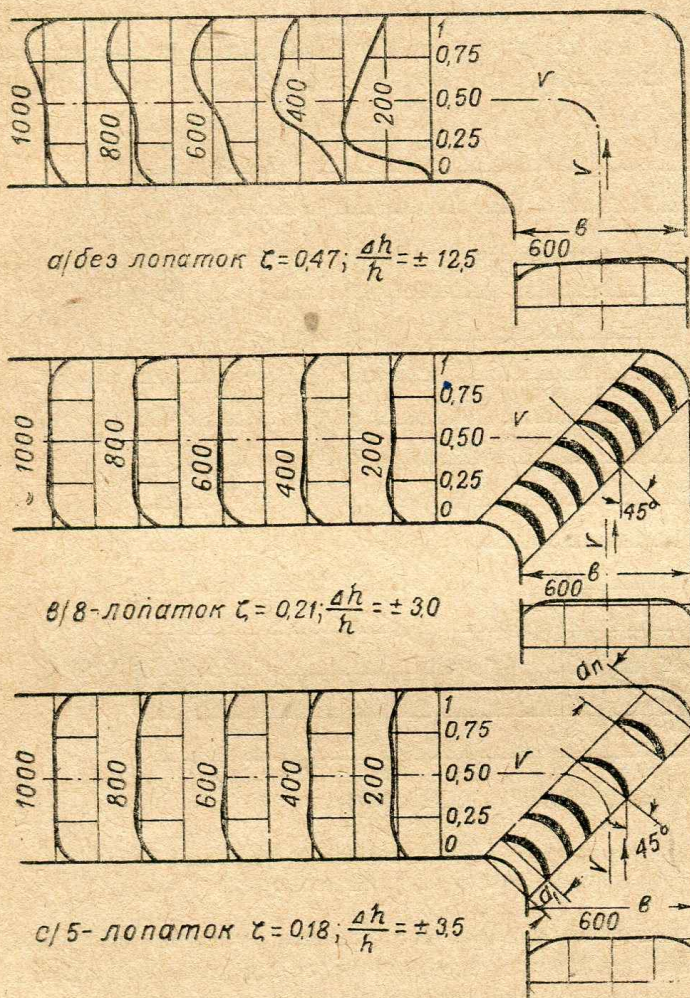
Изложенный выше характер зависимости сопротивления колен от их шероховатости указывает на необходимость тщательного наблюдения в процессе эксплуатации за состоянием стенок колен, на необходимость своевременного удаления пылевых осадений, тестовых корок и ржавчины, могущих резко ухудшить эффект действия вентиляционной установки вследствие повышения сопротивления сети воздуховодов.

с) Коэффициенты сопротивления для колен с круглым и квадратным поперечными сечениями. Рассмотрим колена с круглым или квадратным, но постоянным по всей его длине поперечным сечением. Форма такого колена определяется, как известно, углом поворота (α) и радиусом закругления (R_k). Для круглых составных колен к этому следует прибавить количество звеньев. Рассмотрим влияние каждого из этих факторов.

Совершенно понятно, что с увеличением угла поворота вихреобразование в колене становится более интенсивным, вследствие чего величина $\zeta_{\text{кн}}$ растет.

Для колена с острыми кромками ($R_k = 0$) влияние угла поворота на коэффициент сопротивления показано на фиг. 129. Большое количество опубликованных экспериментальных данных о сопротивлении таких колен вполне укладывается в область, ограниченную сверху теоретической кривой Цейнера и снизу кривой, построенной по эмпирической формуле Вейсбаха:

$$\zeta_{\text{кн}} = 0,946 \sin^2 \frac{\alpha}{2} + 2,05 \sin^4 \frac{\alpha}{2}$$



Фиг. 130. Колено с равномерным и неравномерным расположением направляющих лопаток Прандтля (сравнение скоростных полей и величин ζ при $\frac{2}{b} = 0,25$ по опытам ЦАГИ)

невелико (в пределах 25%) и объясняется главным образом различием в шероховатости стенок испытывавшихся колен. Для условий мельниц и элеваторов можно с уверенностью пользоваться кривой, лежащей в области, отмеченной точками, несколько ближе к нижнему пределу.

Сопротивление колен с острыми кромками весьма велико (уже при 80° полностью теряется динамический напор), вследствие чего они употребляются лишь в исключительных случаях, при небольших углах поворота, в тех местах, где ограниченность пространства не позволяет установить нормально закругленное колено.

В условиях ограниченности пространства большой интерес представляет собой колено с направляющими лопатками Прандтля (фиг. 130). При одина-

Ошибочность выражения Цейнера уже была отмечена. Эксперименты Вейсбаха (1850 г.), одни из первых по времени, дали весьма низкие значения ζ , вследствие того что при производстве испытаний не было учтено полностью вызываемое коленом повышение сопротивления последующей за ним трубы (замеры производились на расстоянии всего лишь трех калибров от колена).

Таким образом эти два крайних отклонения не должны приниматься во внимание.

Результаты новейших исследований величины ζ для этого случая, произведенных частично уже упоминавшимися авторами (Гибсон, А. Кирхбах, Шубарт, Бамбах, Ниппорт, Шпальдинг, преимущественно в период с 1928 по 1933 гг.), укладываются в область, ограниченную двумя сплошными кривыми. Расхождение между результатами работ такого большого количества не связанных друг с другом экспериментаторов весьма

ковых габаритных размерах коэффициент сопротивления такого колена понижается в 6 раз (фиг. 130) при специально профилированных и правильно расположенных лопатках.

Применение этих колен более удобно для квадратной и прямоугольной формы поперечного сечения. Детали профилирования и расположения лопаток в колене изложены в специальных работах¹.

Лопатки Прандтля разбивают поток на несколько меньших, плавно изгибающихся потоков прямоугольного сечения с большим отношением ширины потока к его высоте. Как будет показано далее, сопротивления в коленах для таких потоков ниже, чем для квадратных или круглых. Лопатки Прандтля выравнивают скоростное поле (фиг. 130), уменьшают интенсивность вихреобразования, благодаря чему сопротивление колен при наличии их резко снижается.

Следует отметить, что вихреобразование вызывается главным образом внутренней кромкой колена. Округление одной только внутренней кромки по радиусу, равному $1,5 D$, уменьшает коэффициент сопротивления колена при $\alpha = 90^\circ$ до 0,17, т. е. примерно в 6 раз. Округление одной только внешней кромки сужает сечение и вызывает вследствие этого повышение коэффициента сопротивления.

Наилучшие результаты достигаются при одновременном округлении обеих кромок, что дает наиболее распространенную форму колен с тем или иным радиусом закругления.

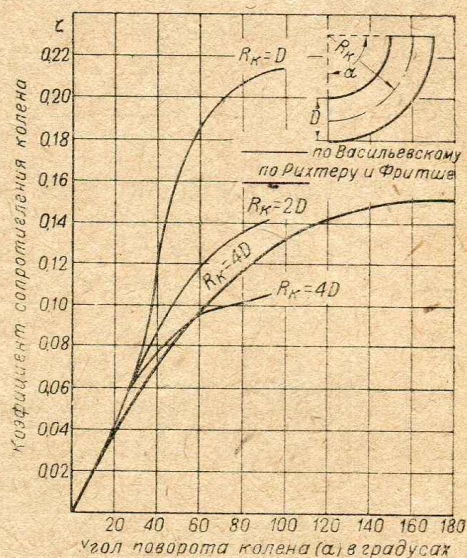
Влияние угла поворота на сопротивление колен с $R_k = nD$ детально изучено относительно недавно. Вейсбах на основе относительно небольшого количества экспериментов предложил следующее выражение коэффициента сопротивления для колен этого рода с круглым поперечным сечением:

$$\zeta_{кн} = \left[0,131 + 0,1635 \left(\frac{D}{R_k} \right)^{3,5} \right] \frac{\alpha^\circ}{90}. \quad (19-31)$$

Вейсбах, следовательно, считал сопротивление колена прямо пропорциональным углу его поворота. Положение это было воспринято многими другими авторами, например Блессом, и широко применялось при расчете вентиляционной сети.

Однако последующие исследования показали, что это положение Вейсбаха ошибочно и дает для больших углов поворота повышенные по сравнению с действительно наблюдающимися величины $\zeta_{кн}$. На фиг. 131 показано изменение $\zeta_{кн}$ в зависимости от угла поворота по данным новых исследований² (1932—1933 гг.).

Наблюдения показывают, что интенсивность вихреобразований в колене после $60-70^\circ$ нарастает с явно выраженным замедлением. Струйки потока



Фиг. 131. Коэффициент сопротивления плавно закругленного колена в зависимости от угла поворота

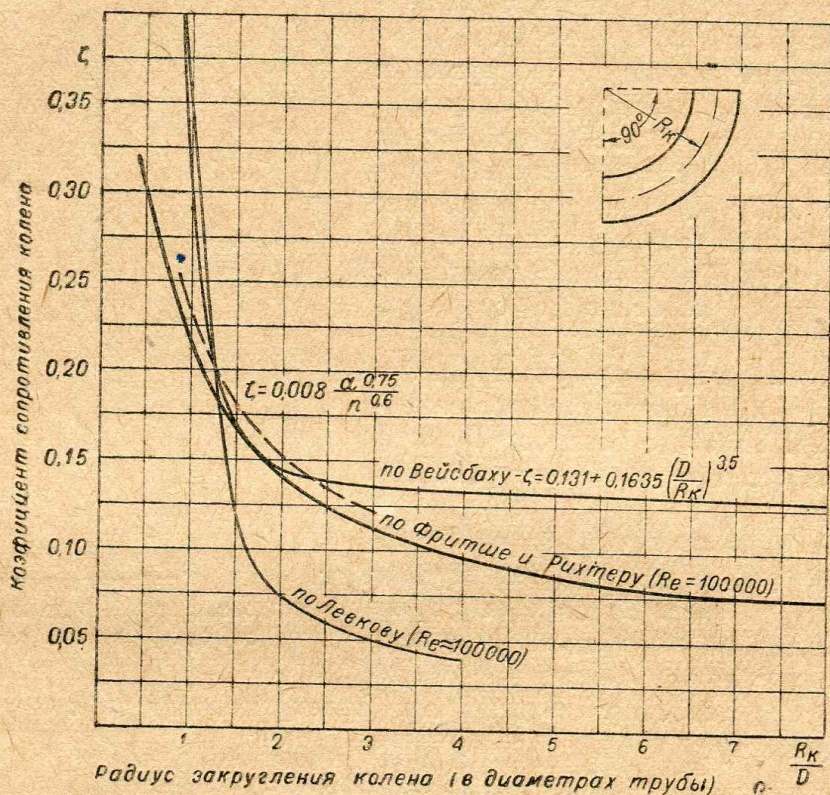
¹ См., например, работу Баулина и Идельчика, Экспериментальное исследование течения воздуха в коленах, Технические замечания ЦАГИ, вып. 23, 1934.

² Данные Васильевского см. у Шиллера, как уже было указано, или в статье Wasilewski, Verluste in glatten Rohrkrümmern. Mitt. d. Hydr. Inst. d. Techn. Hochschule, München. H. 5, 1932. Данные Fritzsche и Richter в их статье, Beitrag zur Kenntnis des Strömungs widerstandes gekrümmter raucher Rohrleitung, Forschung a. d. Geb. d. Ingenieurwesens, Bd. 4, № 6, 1933 г.

как бы уже приобрели нужное для поворота направление, и в структуре потока при дальнейшем изгибании его не происходит уже значительных изменений.

Вследствие этого дальнейшее увеличение α вызывает относительно небольшой прирост $\zeta_{\kappa\kappa}$, ни в коем случае не пропорциональный увеличению угла поворота колена. Так например, если для колена с $\alpha = 90^\circ$ при $R_\kappa = 4D$ коэффициент сопротивления равен 0,125, то для двух таких колен, установленных непосредственно друг за другом, $\zeta_{\kappa\kappa}$ возрастает только на 20% (до 0,15), а не вдвое, как это можно было предположить и как это следовало бы сделать по Вейсбаху.

Влияние радиуса закругления колена на величину коэффициента его сопротивления показано на фиг. 132. С увеличением радиуса закругления ($\frac{R_\kappa}{D}$)



Фиг. 132. Коэффициент сопротивления круглого колена в зависимости от радиуса закругления его (при $\alpha = 90^\circ$)

интенсивность вихреобразований, как совершенно понятно, должна уменьшаться. При бесконечно большом отношении $\frac{R_\kappa}{D}$ колено обращается в прямую трубу, и величина вихревых потерь, характеризуемых $\zeta_{\kappa\kappa}$, становится равной нулю.

Это положение определяет собой характер течения кривой $\zeta_\kappa - \frac{R_\kappa}{D}$, которая с увеличением радиуса закругления должна асимптотически приближаться к нулю.

Однако это вполне понятное положение было окончательно установлено только относительно недавно.

На фиг. 132 показана одна из наиболее достоверных кривых $\zeta - \frac{R_\kappa}{D}$, по Фритше и Рихтеру, в сравнении с кривыми Вейсбаха и Левкова.

Расхождение между этими кривыми, характер которых имеет все же много общего между собой, вызвано различием в методике и пределах исследований.

Наименее совершенна методика Вейсбаха (середина прошлого столетия), измерявшего давления на расстоянии 3 калибров от колена и работавшего в пределах Re до 5000. Низкие пределы Re сыграли решающую роль в повышении полученных Вейсбахом величин $\zeta_{кн}$ по сравнению с действительно имеющими место.

Измерения Левкова (1928 г.) проведены в пределах Re , действительно употребляющихся в практике вентиляционных сетей (Re от 85 000 до 350 000), но на расстоянии всего лишь около 4,5 калибров, что, естественно, привело к уменьшению полученных им величин $\zeta_{кн}$.

Выражение Вейсбаха (19—31), несмотря на свою давность, для $\alpha = 90^\circ$ и наиболее употребительных на практике пределов R_k (от $1,25 D$ до $2,5 D$) дает значения, достаточно хорошо совпадающие с данными новейших исследований.

Проф. Юрьев¹ на основании проверки в лаборатории Московского авиационного института рекомендует это выражение для практического применения. При этом следует, очевидно, иметь в виду указанные пределы его применения.

Колено, составленное из нескольких сегментов (фиг. 119), имеет немного больший коэффициент сопротивления, чем цельное колено с чисто криволинейными стенками. Это вызывается меньшей плавностью поворота и наличием нескольких вихревых областей вместо двух. Однако уже при наличии 4—5 звеньев для $\alpha = 90^\circ$ величина $\zeta_{кн}$, как видно на фиг. 133, превышает коэффициент сопротивления цельного плавного колена всего лишь на 20—25%. Это обстоятельство подчеркивает, что изготовление дорого стоящих колен с большим количеством звеньев, имеющих угол, меньший $15-18^\circ$, совершенно нецелесообразно, несмотря на широкое распространение таких колен на наших предприятиях.

Изложенное показывает, что коэффициент сопротивления колена при больших числах Re можно представить в следующем общем виде:

$$\zeta_{кн} = f\left(\alpha, \frac{R_k}{D}\right), \quad (19-32)$$

т. е. как некоторую функцию α и $n = \frac{R_k}{D}$.

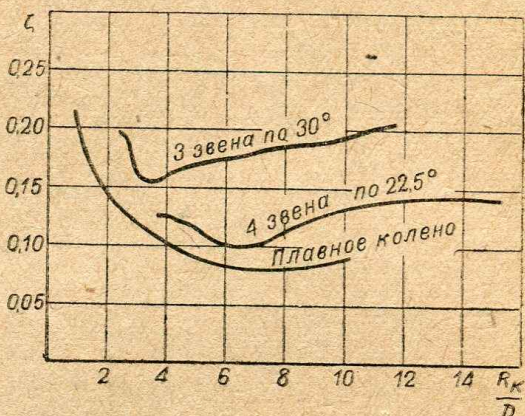
Рихтер выражает коэффициент сопротивления колена в виде произведения:

$$\zeta_{кн} = kab., \quad (19-33)$$

где k — постоянная величина (коэффициент пропорциональности);

a — множитель, зависящий от $n = \frac{R_k}{D}$ и находимый по построенной для этого диаграмме;

b — множитель, зависящий от угла поворота, находимый по другой диаграмме.



Фиг. 133. Коэффициенты сопротивления колен, составленных из нескольких звеньев

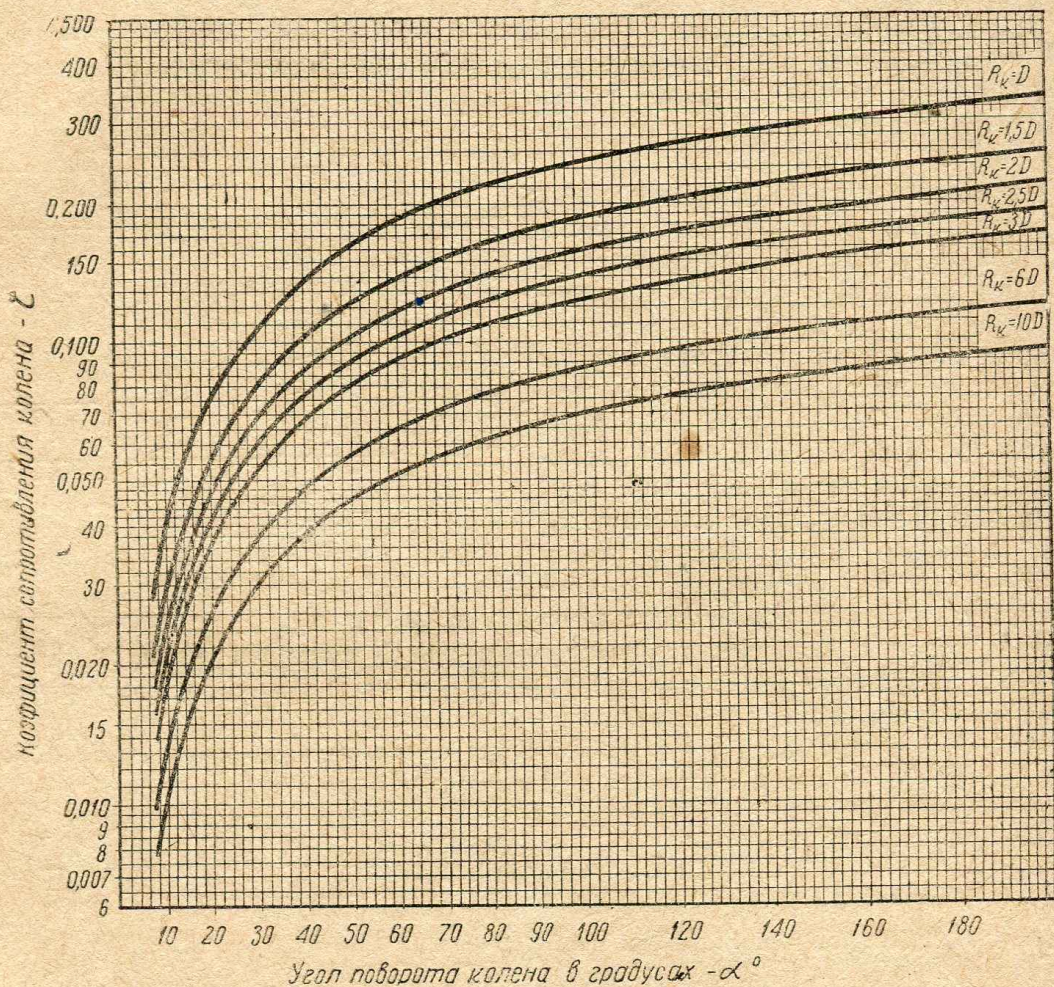
¹ Юрьев, В. Н., Экспериментальная аэродинамика, стр. 307, 1936.

Анализ результатов упомянутых выше исследований коэффициента сопротивления колена привел нас к следующему общему выражению его:

$$\zeta_{\text{кн}} = 0,008 \frac{\alpha^{0,75}}{n^{0,6}}, \quad (19-34)$$

где $n = \frac{R_{\text{к}}}{D}$.

Предложенное нами выражение $\zeta_{\text{кн}}$ достаточно хорошо передает результаты непосредственных измерений (см. кривую на фиг. 132) для наиболее употребительных радиусов закруглений (для $n = \frac{R_{\text{к}}}{D}$ от 1 до 8) и для углов пово-



Фиг. 134. Величины коэффициента сопротивления колена круглого и квадратного сечения в зависимости от угла поворота и радиуса закругления

рота от $\alpha = 20^\circ$ до $\alpha = 180^\circ$. Выражение это предусматривает изготовление колен из листового железа со звеньями, имеющими угол $15-18^\circ$ (5-6 звеньев для колена с $\alpha = 90^\circ$).

Выражение это применимо также для колен с квадратным поперечным сечением ($n = \frac{R_{\text{к}}}{b}$, где b — сторона квадрата). Для колен прямоугольного сечения в результат, получаемый по этому выражению, нужно внести указанную ниже поправку, зависящую от отношения сторон сечения.

На фиг. 134 приведены построенные нами кривые, позволяющие без каких бы то ни было подсчетов определять величину коэффициента сопротивления колена для $n = 1-10$ и α до 180° .

Мы не приводим здесь устаревших данных Ритшеля и других авторов. Отметим лишь, что Блесс рекомендует при расчете сопротивлений вентиляционной сети заменять колено прямой трубой, имеющей длину, равную 10 диаметрам колена. Указание это правильно для тех случаев, когда $\zeta_{\text{кн}}$ превышает λ прямой трубы в 10 раз, т. е., например, для колен с $n = 1,5-2,0$ при диаметре 200—300 мм.

В практике вентиляционных систем встречаются иногда случаи непосредственного соединения колен между собой (схематически показано на фиг. 135). Если два колена соединяются между собой в одной плоскости и дают изгиб в одном направлении (фиг. 135), то, как это совершенно ясно, общий коэффициент сопротивления такого соединения равен $\zeta_{\text{кн}}$ для одного колена с соответствующим углом поворота. Но если при соединении двух колен в одной плоскости поток изгибается дважды и в различных направлениях (фиг. 135, б), то общий коэффициент сопротивления будет больше, чем $\zeta_{\text{кн}}$ с углом поворота, равным сумме углов колен, составляющих деталь. То же следует сказать о пространственных соединениях колен (фиг. 135, с и д).

Вопрос о величине общего коэффициента сопротивления таких деталей мало изучен. Для расчетов ориентировочно можно считать $\zeta_{\text{кн}}$ таких соединений равным сумме $\zeta_{\text{кн}}$, составляющих данную деталь.

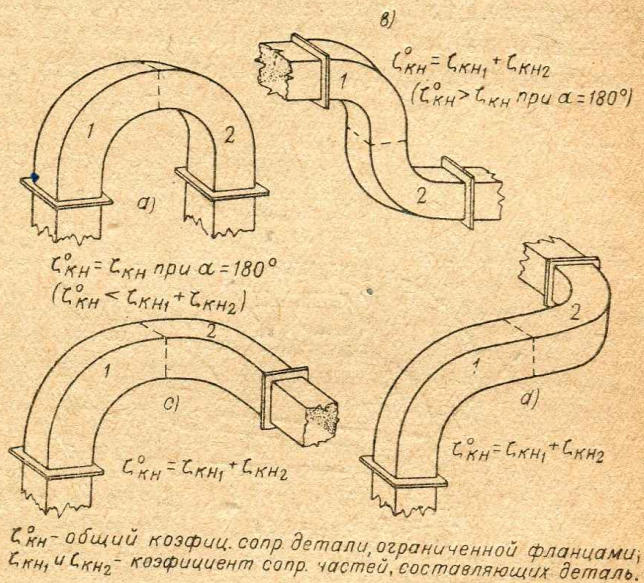
Точно так же весьма мало еще изучен вопрос о взаимном влиянии колен на величину потерь в них. В вентиляционной сети колена, не будучи непосредственно соединены между собой, находятся в большинстве случаев на небольшом расстоянии друг от друга, меньшем, чем то, на котором успевают полностью выявиться потери, вызванные предыдущим коленом. Изменения в величинах $\zeta_{\text{кн}}$, вызываемые этим обстоятельством, в практических расчетах пока не учитываются вследствие малой изученности.

Коэффициент сопротивления конических колен весьма сильно зависит от отношения размеров выходного и входного отверстий. Для расширяющихся колен коэффициент сопротивления резко возрастает по сравнению с коэффициентом колена постоянного сечения. Так например, при радиусе закругления внешней и внутренней стенок, равном единице (отнесен к размеру входного отверстия), и при увеличении размера выходного отверстия в 1,5 раза по сравнению со входным $\zeta_{\text{кн}}$ увеличивается в 4,5 раза по сравнению с коленом постоянного сечения (от 0,2 до 0,9).

Вследствие этого конические расширяющиеся колена применять не следует; их надо заменять обычным коленом и диффузором.

Сужающиеся конические колена дают уменьшение $\zeta_{\text{кн}}$, так как в противоположность расширяющимся коленам (диффузорные потери в которых весьма велики) в коленах этого рода вихревые потери значительно уменьшаются.

Для расчетных целей можно принимать для колен с двойным уменьшением линейного размера выходного отверстия $\zeta_{\text{кн}}$ равным половине $\zeta_{\text{кн}}$ для такого же колена, но с постоянным поперечным сечением. Вследствие малой распространенности колен этого рода мы ограничиваемся только этим ориен-



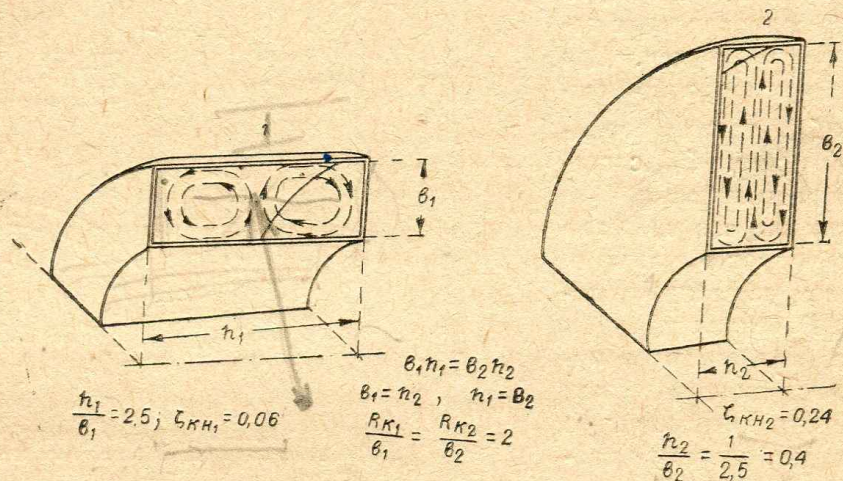
Фиг. 135. Последовательные соединения двух колен с $\alpha = 90^\circ$ и величины коэффициентов сопротивления для этих случаев

тирующим указанием, применимым для радиусов закруглений от одного до двух калибров входного отверстия.

d) Коэффициенты сопротивления для колен с прямоугольным поперечным сечением. Сопротивление колена одной и той же трубы прямоугольного сечения весьма сильно зависит от направления плоскости изгиба. При расположении плоскости изгиба вдоль длинной стороны прямоугольного сечения коэффициент сопротивления резко возрастает.

Так например, для колена с $\alpha = 90^\circ$ и $n = \frac{R_k}{b} = 2$ при отношении сторон прямоугольника, равном 2,5, коэффициент сопротивления равен 0,06, если изгиб произведен по меньшему размеру (фиг. 136, 1). Для точно такого же колена, с тем же сечением коэффициент сопротивления повышается в 4 раза, если изгиб трубы произведен по большему размеру (фиг. 136, 2).

Такое резкое увеличение коэффициента сопротивления вызывается возрастанием живой силы вращательного движения парного вихря, которая, как было уже указано, теряется для потока полностью. Энергия эта пропорциональна произведению момента инерции площади поперечного сечения вихревого потока на квадрат средней угловой скорости.



Фиг. 136. Четырехкратное увеличение коэффициента сопротивления колена одной и той же трубы при изгибе ее по большему размеру

При одной и той же угловой скорости, определяемой скоростью воздуха, радиусом закругления колена и углом его поворота, величина потерь энергии будет, следовательно, возрастать с повышением момента инерции площади, охватываемой одним из пары вихрей.

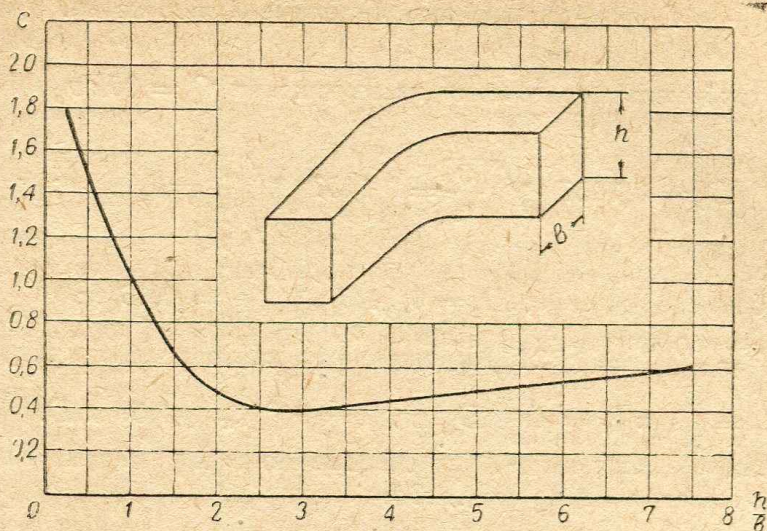
Так как при изгибе прямоугольной трубы по большему размеру (фиг. 136, 2) момент инерции площади поперечного сечения значительно больше, чем при изгибе по меньшему размеру (фиг. 136, 1), то и потери в этом случае должны быть выше.

Результаты экспериментального исследования Нипперта (1930 г.) в общем подтверждают эти соображения, как это показывает кривая фиг. 137, изображающая отношение коэффициента сопротивления колена с прямоугольным сечением к коэффициенту для колена с круглым или квадратным сечением¹.

Следовательно, для определения величины ζ_{kn} для прямоугольного сечения достаточно умножить на величину c , находимую по данной кривой, коэффициент сопротивления, найденный по α и $n = \frac{R_k}{b}$ для круглого колена.

¹ Кривая по данным Нипперта построена Абрамовичем (ЦАГИ).

При проектировании вентиляционной сети с прямоугольными воздуховодами, имеющими значительное количество колен, их следует располагать таким образом, чтобы изгибы осуществлялись преимущественно по меньшему сечению.



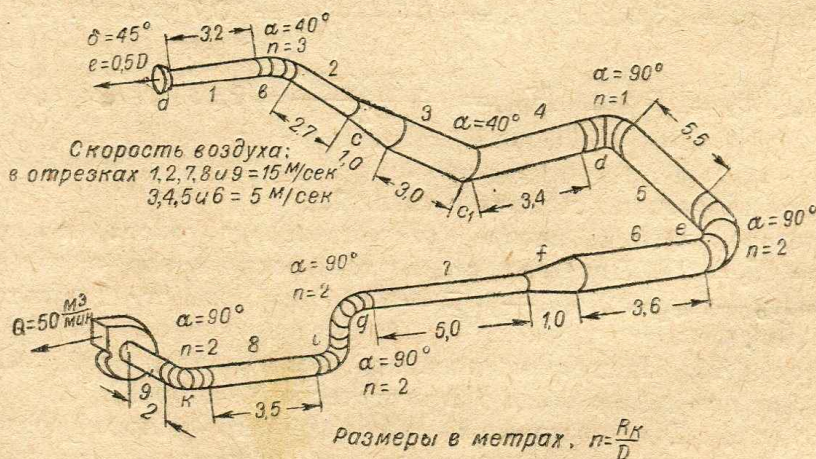
Фиг. 137. Коэффициент формы поперечного сечения прямоугольного ствола (по данным Нипперта)

● Пример 39. Определить величины статического и общего напоров у входного отверстия вентилятора, необходимых для того, чтобы воздуховодом (фиг. 138) отсосать $50 \text{ м}^3/\text{мин}$. стандартного воздуха; обеспечить при этом в трубах меньшего диаметра (от a до c и от f до вентилятора) скорость воздуха, равную 15 м/сек. , а в трубах большего сечения — 5 м/сек. Коэффициент сопротивления трубы меньшего сечения — $0,0166$; для трубы большего сечения — $0,0149$.

● Решение. По выражению 19—29 статический напор в конце всасывающего участка равен

$$H_{ст} = \left(1,09 + \sum \zeta + l \frac{\lambda}{D} \right) \frac{\gamma v^2}{2g}$$

Выражение это относится к участку с постоянным сечением. Предложенный воздуховод (фиг. 138) имеет переменное сечение, вследствие чего для



Фиг. 138. Перспективная схема воздуховода

определения величины статического напора найдем вначале величину общего напора, равного сумме потерь (см. фиг. 68 и формулу 17—30)

$$H_o = H_{nm} = \sum \left(\zeta \frac{\gamma v^2}{2g} \right) + \sum \left(\lambda \frac{l}{D} - \frac{\gamma v^2}{2g} \right), \quad (19-35)$$

и, прибавив к нему динамический напор у всасывающего отверстия вентилятора, получим искомую величину статического напора.

Для расчета по выражению (19—35) нам, очевидно, необходимы будут величины ζ , $\frac{\lambda}{D}$ и l , включающие выпрямленные длины колен. Определим их заранее.

Диаметр труб меньшего сечения из выражения $Q = 60Fv$

$$D_1 = 0,1457 \sqrt{\frac{Q}{v_1}} = 0,1457 \sqrt{\frac{50}{15}} = 0,265 \text{ м};$$

то же для большего сечения: $D_2 = 0,1457 \sqrt{\frac{50}{5}} = 0,46 \text{ м}; \frac{\lambda_1}{D_1} = \frac{0,0166}{0,265} = 0,0626; \frac{\lambda_2}{D_2} = \frac{0,0149}{0,46} = 0,324$. Выпрямленная длина колена при угле поворота α равна $l_k = \frac{\alpha}{180} \pi R_k = \frac{\alpha}{57,3} nD$ при $\alpha = 90^\circ l_k = 1,57 nD$. (19—36).

Выпрямленные длины колен, исчисленные по этому выражению, и коэффициенты сопротивления их по фиг. 134:

| | | | | | |
|-------------|---------------------|---------|-----------------------|------------------------|------------------|
| Колено b | $\alpha = 40^\circ$ | $n = 3$ | $D = 0,265 \text{ м}$ | $l_k = 0,56 \text{ м}$ | $\zeta = 0,07$ |
| „ d | $\alpha = 90^\circ$ | $n = 1$ | $D = 0,46$ | „ $l_k = 0,72$ | „ $\zeta = 0,23$ |
| „ l | $\alpha = 90^\circ$ | $n = 2$ | $D = 0,46$ | „ $l_k = 1,44$ | „ $\zeta = 0,15$ |
| „ g, i, k | $\alpha = 90^\circ$ | $n = 2$ | $D = 0,265$ | „ $l_k = 0,83$ | „ $\zeta = 0,15$ |

Коэффициенты сопротивления остальных деталей: входной коллектор a (по фиг. 110) $\zeta = 0,05$; диффузор c при $\text{tg} \frac{\delta}{2} = \frac{0,460 - 0,265}{2,0} = 0,195$; $\delta = 11^\circ$, $n = 3,0$, $\zeta = 0,1$ (фиг. 115, по Флигнеру); колено с острыми кромками c_1 при $\alpha = 40^\circ$ (по фиг. 129 для средней шероховатости); $\zeta_{кк} = 0,30$; коллектор f : $\delta = 11^\circ$, $n = 3,0$ (по фиг. 109), $\zeta = 0,022 \times 0,89 \cong 0,02$.

Динамические напоры:

$$\text{Для } v_1 = 15 \text{ м/сек. } H_{\partial_1} = \frac{0,122 \times 15^2}{2} = 13,7 \text{ мм вод. ст.}$$

$$\text{„ } v_2 = 5 \text{ „ } H_{\partial_2} = \frac{0,122 \times 5^2}{2} = 1,53 \text{ „ „ „}$$

Все остальные расчеты сведены в табл. 11.

Следовательно, общий напор (разрежение) у входа в вентилятор равен $H_{\text{нт}} = H_o = 27,97 \text{ мм вод. ст.}$, а статический напор в том же сечении: $H_{\text{ст}} = H_o + H_{\partial_1} = 27,97 + 13,7 = 41,67 \text{ мм вод. ст.}$ (Результат: 27,97 и 41,67 мм вод. ст.).

● Пример 40. На выпрямленной оси воздуховода, изображенного на фиг. 138, построить линии общего и статического напоров.

● Решение. Для построения линии общего напора воспользуемся данными о сумме потерь, полученными при решении предыдущего примера.

Запишем в табл. 12 потери в зависимости от суммы длины отдельных отрезков воздуховода. Линию атмосферного давления (фиг. 139) принимаем за выпрямленную ось воздуховода и размечаем на ней фасонные детали (буквами) и прямолинейные отрезки (цифрами) в соответствии со схемой, изображенной на фиг. 138.

Таблица 11
Расчет потерь давления во всасывающем воздуховоде (к фиг. 138)

| Наименование фасонной детали или отрезка прямолинейной трубы | ζ | Длина в м | | | $\frac{\lambda}{D}$ | $\lambda \frac{l_0}{D}$ | H_0 в мм вод. ст. | Потеря давления ζH_0 или $\lambda \frac{l_0}{D} H_0$ | Сумма потерь к концу данного отрезка в мм вод. ст. |
|--|---------|-----------|-------|-----------------|---------------------|-------------------------|------------------------------|---|--|
| | | l | l_k | $l_0 = l + l_k$ | | | | | |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| Вх. колл. <i>a</i> | 0,05 | 0,1 | — | 0,1 | — | — | 13,7 | 0,69 | 0,69 |
| Отрезок 1 | — | 3,2 | 0,6 | 3,8 | 0,0626 | 0,238 | 13,7 | 3,26 | 3,95 |
| Колено <i>b</i> | 0,07 | — | 0,6 | — | — | — | 13,7 | 0,96 | 4,91 |
| Отрезок 2 | — | 2,7 | — | 2,7 | 0,0626 | 0,169 | 13,7 | 2,32 | 7,23 |
| Диффузор <i>c</i> | 0,1 | 1,0 | — | 1,0 | — | — | 13,7 | 1,37 | 8,60 |
| Отрезок 3 | — | 3,0 | — | 3,0 | 0,0324 | 0,097 | 1,53 | 0,15 | 8,75 |
| Колено <i>c</i> ₁ | 0,30 | — | — | — | — | — | 1,53 | 0,46 | 9,21 |
| Отрезок 4 | — | 3,4 | 0,7 | 4,1 | 0,0324 | 0,133 | 1,53 | 0,20 | 9,41 |
| Колено <i>d</i> | 0,23 | — | 0,7 | — | — | — | 1,53 | 0,35 | 9,76 |
| Отрезок 5 | — | 5,5 | 1,4 | 6,9 | 0,0324 | 0,224 | 1,53 | 0,34 | 10,10 |
| Колено <i>e</i> | 0,15 | — | 1,4 | — | — | — | 1,53 | 0,23 | 10,33 |
| Отрезок 6 | — | 3,6 | — | 3,6 | 0,0324 | 0,117 | 1,53 | 0,18 | 10,51 |
| Коллектор <i>f</i> | 0,02 | 1,0 | — | 1,0 | — | — | 13,7 | 0,27 | 10,78 |
| Отрезок 7 | — | 5,0 | 1,6 | 6,6 | 0,0626 | 0,413 | 13,7 | 5,65 | 16,43 |
| Колено <i>g</i> | 0,15 | — | 0,8 | — | — | — | 13,7 | 2,05 | 18,48 |
| " <i>i</i> | 0,15 | — | 0,8 | — | — | — | 13,7 | 2,05 | 20,53 |
| Отрезок 8 | — | 3,5 | 0,8 | 4,3 | 0,0626 | 0,269 | 13,7 | 3,68 | 24,21 |
| Колено <i>k</i> | 0,15 | — | 0,8 | — | — | — | 13,7 | 2,05 | 26,26 |
| Отрезок 9 | — | 2,0 | — | 2,0 | 0,0626 | 0,125 | 13,7 | 1,71 | 27,97 |

Таблица 12
Распределение потерь по длине воздуховода (к фиг. 138)

| Наименование фасонной детали или отрезка прямолинейной трубы | Сумма | Сумма | Примечания |
|--|---|---|---|
| | длин, считая от входно- го отверстия в м | потерь к концу дан- ного отрезка в мм вод. ст. | |
| Вх. коллектор <i>a</i> | 0,1 | 0,69 | <p>1. В сумму длин к концу отрезка включена выпрямленная длина колена</p> <p>2. Сумма потерь к концу отрезка (например 3,95) включает, следовательно, в себя потери на трение в колене.</p> <p>3. Полная величина потерь к концу колена, включая вихревые потери, дана в строке „колено“ (например 4,91).</p> <p>4. Сумма потерь представляет собой одновременно общий напор к концу данного отрезка.</p> <p>См. выражение (17—30).</p> |
| Отрезок 1 | 3,9 | 3,95 | |
| Колено <i>b</i> | 3,9 | 4,91 | |
| Отрезок 2 | 6,6 | 7,23 | |
| Диффузор <i>c</i> | 7,6 | 8,60 | |
| Отрезок 3 | 10,6 | 8,75 | |
| Колено <i>c</i> ₁ | 10,6 | 9,21 | |
| Отрезок 4 | 14,7 | 9,41 | |
| Колено <i>d</i> | 14,7 | 9,76 | |
| Отрезок 5 | 21,6 | 10,10 | |
| Колено <i>e</i> | 21,6 | 10,33 | |
| Отрезок 6 | 25,2 | 10,51 | |
| Коллектор <i>f</i> | 26,2 | 10,78 | |
| Отрезок 7 | 32,8 | 16,43 | |
| Колено <i>g</i> | 32,8 | 18,48 | |
| " <i>i</i> | 32,8 | 20,53 | |
| Отрезок 8 | 37,1 | 24,21 | |
| Колено <i>k</i> | 37,1 | 26,26 | |
| Отрезок 9 | 39,1 | 27,97 | |

От линии атмосферного давления по нормали к ней откладываем вниз величины суммы потерь в конце каждого отрезка и каждой фасонной детали (округлены до 0,1). Соединяя эти точки ломаной прямой, получаем линию общего напора (H_0).

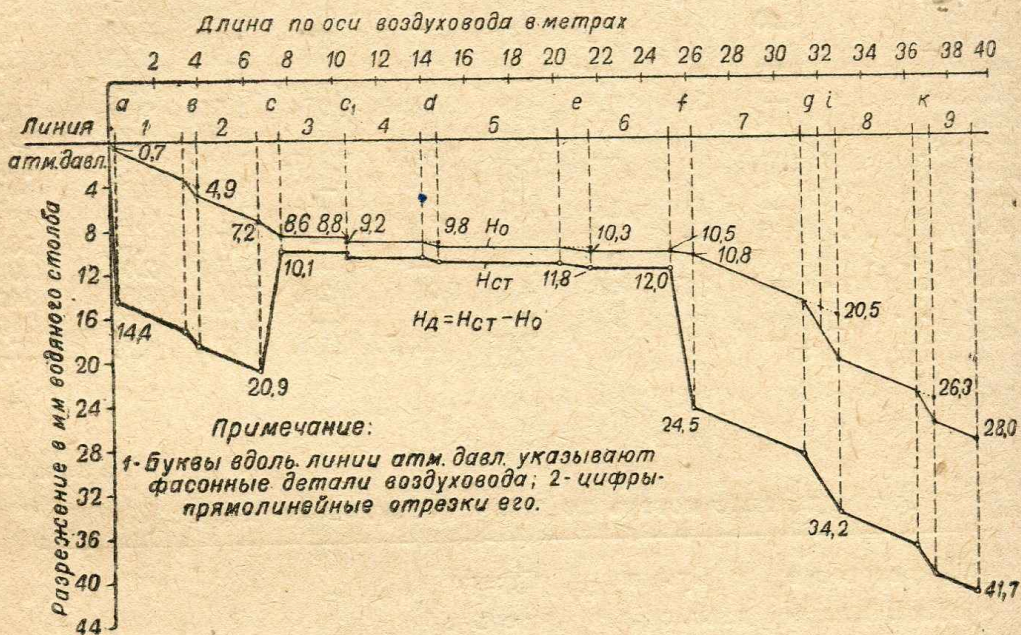
Для того чтобы получить линию статического напора, достаточно от линии H_0 отложить величину динамического напора, соответствующего скорости в данном отрезке воздуховода.

Например, в начале отрезка I величина $H_0 = 0,7$ мм вод. ст. и, следовательно,

$$H_{cm} = H_0 + H_{d1} = 0,7 + 13,7 = 14,4 \text{ мм вод. ст.}$$

Соединяя найденные таким образом точки ломаной прямой, получим линию статического напора.

Как видно из полученных линий распределения напоров вдоль оси воздуховода, статический напор после диффузора резко уменьшается (статиче-



Фиг. 139. Распределение напоров вдоль оси воздуховода, изображенного на фиг. 138

ское давление растет) вследствие преобразования динамического напора в статическое давление. Коллектор между отрезками 6 и 7 производит обратное действие.

Следует отметить, что изображенное на фиг. 139 распределение напоров по длине воздуховода является в некоторой мере условным. Так например, потери, вызываемые коленом, мы считали сосредоточенными целиком в колене. В действительности же, как мы знаем, потери эти распределяются в значительной части и на прямолинейную трубу, которая следует за коленом и сопротивление которой увеличивается.

Условность эта присуща всем существующим методам расчета вентиляционной сети, но не может вызвать сколько-нибудь существенных ошибок.

(Результат: фиг. 139.)

● Пример 41. Определить величины общего и статического напоров у выхлопного отверстия вентилятора, нагнетающего воздух в прямоугольный канал постоянного сечения, изображенный на фиг. 140.

Размеры канала: 200×325 мм, скорость воздуха 12,8 м/сек. Коэффициент трения принимать по Блессу.

• Решение. По выражению (17—12)

$$H_{o1} - H_{o2} = H_{nm},$$

т. е. разность общих напоров равна величине потерь. Так как для нашего случая выбрасывания воздуха в атмосферу $H_{o2} = 0$, то величину общего напора мы можем найти по величине потерь ($H_{o1} = H_{nm}$), включающих в себя и потерю динамического напора, т. е.

$$H_o = \left(\sum \lambda \frac{l}{D_s} + \sum \zeta + 1 \right) \frac{\gamma v^2}{2g} \quad (19-37)$$

или, учитывая постоянство сечения воздуховода,

$$H_o = \left(\frac{\lambda}{D_s} \sum l + \sum \zeta + 1 \right) \frac{\gamma v^2}{2g} \quad (19-38)$$

Величину статического напора найдем, как разность:

$$H_{ст} = H_o - H_d.$$

Эквивалентный диаметр нашего прямоугольного сечения равен выражению (18—30):

$$D_s = \frac{2 \times 0,2 \times 0,325}{0,2 + 0,325} = 0,248 \text{ м.}$$

Коэффициент трения по фиг. 99

$$\lambda = 0,0169.$$

Выпрямленная длина колен по выражению (19—36) с заменой D шириной канала b (в направлении радиуса закругления):

$$\begin{aligned} \text{колено } a \text{ и } c: l_k &= 1,57 \pi b = \\ &= 1,57 \times 2 \times 0,325 = 1,02 \text{ м;} \end{aligned}$$

колено b :

$$l_k = 1,57 \times 2 \times 0,200 = 0,63 \text{ м.}$$

Полная длина воздуховода с учетом выпрямленных колен (слагаемые расположены в порядке следования по воздуховоду):

$$\sum l = 5,2 + 1,02 + 4,0 + 0,63 + 5,0 + 1,02 + 3,0 \approx 19,9 \text{ м.}$$

Коэффициент сопротивления колена с круглым сечением при $\alpha = 90^\circ$ и $n = 2$ по фиг. 134 равен 0,15.

Коэффициент сопротивления колен с прямоугольным сечением (коэффициент формы по фиг. 137):

$$\text{Колено } a \text{ и } c: \frac{h}{b} = \frac{0,200}{0,325} = 0,615; \zeta_{кн} = 1,4 \times 0,15 = 0,21$$

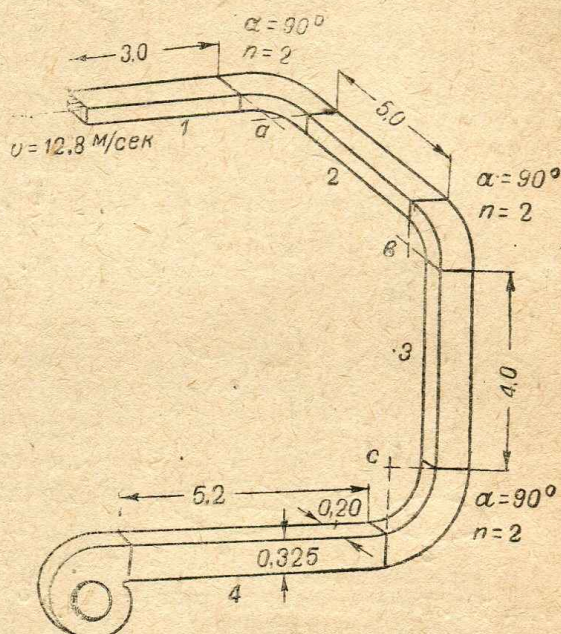
$$\text{" } b: \frac{h}{b} = \frac{0,325}{0,200} = 1,625; \zeta_{кн} = 0,6 \times 0,15 = 0,09$$

Отсюда

$$\sum \zeta = 2 \times 0,21 + 0,09 = 0,51;$$

$$H_o = \left(\frac{0,0169}{0,248} \times 19,9 + 0,51 + 1 \right) \frac{1,2 \times 12,8^2}{2 \times 9,81} = 28,7 \text{ мм вод. ст.};$$

$$H_{ст} = 28,7 - \frac{1,2 \times 12,8^2}{2 \times 9,81} = 18,7 \text{ мм вод. ст.}$$



Фиг. 140. Перспективная схема воздуховода с прямоугольным сечением

Определяя $\zeta_{\text{кн}}$, мы видели, что изгиб трубы в плоскости, параллельной большому размеру, повысил коэффициент сопротивления колена в два с лишним раза (0,21 и 0,09). (Результат: 28,7 и 18,7 мм вод. ст.)

Сопротивления, по своей сущности подобные сопротивлению колен, представляют собой широко употребляющиеся на мельницах и элеваторах циклоны-пылеотделители (см. фиг. 219). Для отделения пыли используются центробежные силы, возникающие при повороте потока.

Коэффициент сопротивления циклонов обычно относится к скорости воздуха во входном отверстии и отличается от ζ колена тем, что включает в себя потери на трение и колеблется в зависимости от конструкции циклона в пределах от 0,65 до 3,5. Детальнее величины ζ для циклонов указаны в § 43.

6. Сопротивление тройников. Детали воздухопроводов, служащие для соединения или разъединения потоков, называются тройниками (фиг. 141, а и б).

К тройнику присоединены три трубы: при всасывающем воздуховоде две входных и одна выходная, при нагнетающем — одна входная и две выходных.

Форма употребляемых тройников весьма разнообразна.

Однако все разнообразие конструкций этих деталей может быть сведено к трем-четырем стандартным типам, что должно упростить расчет, проектирование, изготовление и установку вентиляционной сети.

Геометрически тройник может быть охарактеризован следующими данными (фиг. 141):

1) соотношением размеров входных и выходных отверстий тройника: для тройников с круглым поперечным сечением соотношением диаметров прямого потока D_n , бокового D_b и общего D_o ; для тройников любого сечения соотношением площадей отверстий F_n , F_b и F_o ;

2) углом соединения труб между собой β ;

3) углом раскрытия бокового патрубка δ , который обычно делается слегка коническим; при цилиндрическом патрубке $\delta = 0$.

Фиг. 141. Различные виды разветвлений воздухопроводов

Несимметричный тройник, изображенный на фиг. 141, а, является наиболее распространенным типом этих деталей; несколько реже встречается тройник, симметричный относительно оси общего воздуховода (фиг. 141, б).

Разветвления, изображенные на фиг. 141, с и d, также иногда называются тройниками (с — полуторный тройник, d — двойной тройник). Применяются они реже, чем обычные тройники, и коэффициенты сопротивления их почти совершенно не изучены.

а) *Характер потерь в тройниках аспираторной сети.* До сих пор мы рассматривали такие детали воздухопроводов, в которых двигался один поток. Коэффициент сопротивления их определялся исключительно геометрическими данными, т. е. формой детали (в области больших чисел Рейнольдса, где влияние Re невелико).

Величина коэффициента сопротивления тройника — детали, соединяющей два или несколько потоков, — весьма сильно зависит кроме формы и от соотношения скоростей потоков.

Для уяснения характера потерь в тройниках всасывающей сети рассмотрим явления, происходящие в наиболее простом с аэродинамической точки зрения тройнике (фиг. 142). Соединяемые этим тройником потоки вполне параллельны друг другу ($\beta = 0$), и площадь поперечного сечения общего

потока (F_o) равна сумме площадей сечений прямого (F_n) и бокового (F_b) потоков.

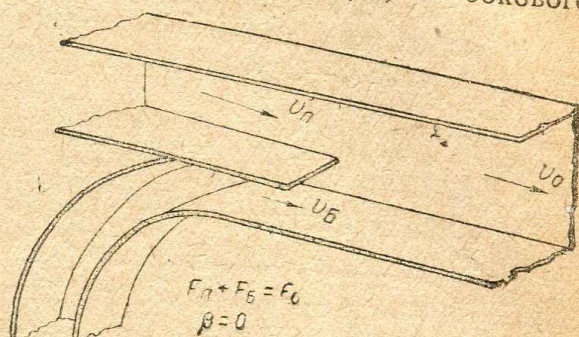
Создаваемое вентилятором статическое разрежение в каждом данном поперечном сечении воздуховода определяется, с одной стороны, величиной сопротивлений от начала воздуховода до данного сечения, а с другой, — величиной скорости воздуха в этом сечении (см., например, фиг. 139).

Следовательно, если в сечении 1—1 рассматриваемого тройника (фиг. 143) мы располагаем разрежением $H_{ст1}$, то скорости прямого (v_n) и бокового (v_b) потоков могут быть равны лишь при условии полного равенства потерь напора в прямой трубе и в боковом ответвлении.

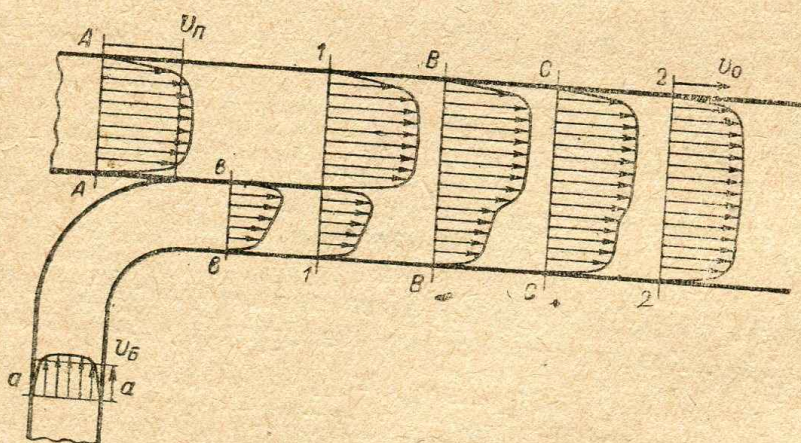
В общем же случае, когда потери напора в каждом из двух направлений неравны, v_n и v_b будут также различны.

Этот общий случай и представлен на фиг. 143, причем скорость в боковом ответвлении принята меньшей, чем в прямом ($v_b < v_n$).

Совершенно понятно, что в сечении 1—1, т. е. в начале слияния потоков, скоростное поле тем более неравномерно, чем больше разнятся скорости потоков между собой. Фактически в сечении 1—1 будут два скоростных поля, как показано на фиг. 143, сливающихся далее друг с другом на протяжении короткого участка между



Фиг. 142. Продольный разрез наиболее простого в аэродинамическом отношении тройника



Фиг. 143. Изменения скоростных полей в различных сечениях простейшего тройника

сечениями 1—1 и 2—2. При этом более быстрый поток будет уменьшать свою скорость от v_n до v_o , ускоряя за счет потери своей кинетической энергии медленный поток, который увеличит при этом свою скорость от v_b до v_o (v_o — скорость общего потока).

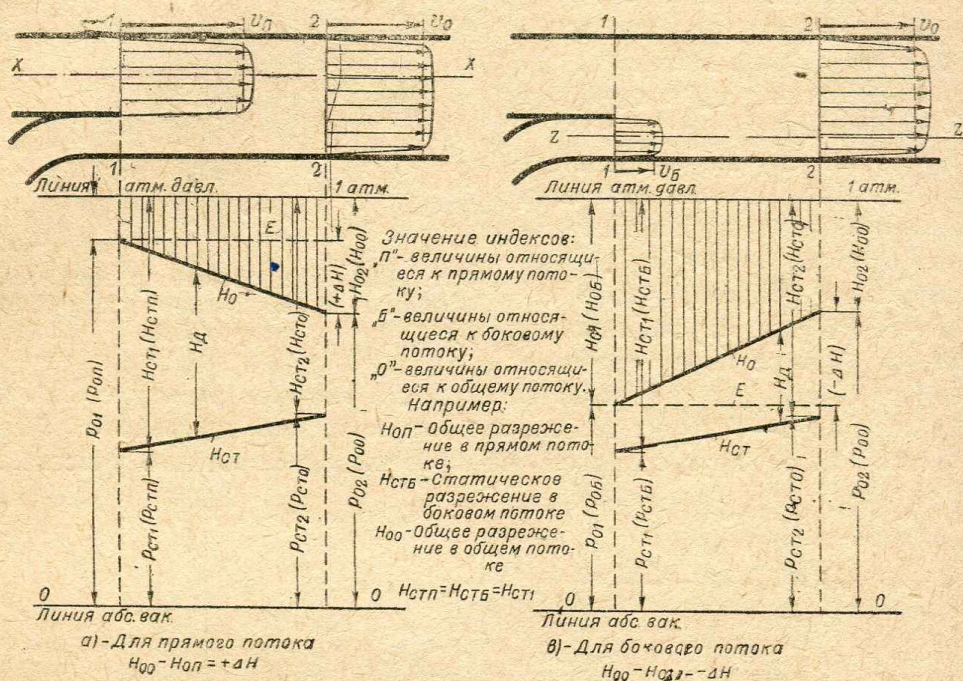
Таким образом более быстрый поток теряет часть своей энергии, которая, однако, для общего потока не является по существу невозвратимой потерей, ибо она затрачивается на ускорение медленного потока, составляющего часть общего.

Под потерей напора мы понимаем, как было указано ранее, разность общих напоров, характеризующих величину запаса энергии в единице объема воздуха. Даже в случае полного отсутствия каких бы то ни было невозвратимых потерь между сечениями 1—1 и 2—2 (фиг. 143 и 144) разность

общих напоров в сечении 2—2 общего потока и в сечении 1—1 быстрого потока (прямого в нашем примере) будет достаточно большой положительной величиной и тем большей, чем больше часть энергии, переданной медленному потоку, т. е. тем большей, чем больше разность между v_n и v_0 .

Следовательно, определяя коэффициент сопротивления, как разность общих напоров, отнесенную к динамическому напору $\left(\frac{\gamma v_n^2}{2g}\right)$, получим для быстрого потока положительный коэффициент местного сопротивления, так как запас энергии быстрого потока уменьшился.

Запас энергии медленного потока при этом увеличился, общий напор H_{00} в сечении 2—2 уменьшился (общее давление увеличилось) и, следова-



Фиг. 144. Линия напора для прямого и бокового потоков тройника без потерь

тельно, разность общих напоров для этого потока будет отрицательной величиной (фиг. 144). Коэффициент местного сопротивления для бокового потока

$$\zeta_6 = \frac{H_{00} - H_{06}}{H_{06}} = \frac{-\Delta H}{H_{06}} = - \frac{\Delta H}{\rho \frac{v_{62}}{2}}$$

будет, следовательно, иметь отрицательный знак, что характеризует, как это ясно из изложенного и фиг. 144, не потерю, а приращение энергии бокового потока.

Еще раз подчеркиваем, что мы рассматривали случай, когда невозстановимые для потока в целом потери совершенно отсутствовали; даже при этом мы получили для более быстрого потока положительную величину коэффициента сопротивления. Значит, в данном случае положительный коэффициент сопротивления характеризует не потери напора в обычном понимании этого термина (невозвратимые для потока потери энергии), а исключительно количество энергии, переданной от более быстрой части потока к другой, более медленной.

Для медленной части потока мы получили отрицательный коэффициент сопротивления, смысл которого был уже отмечен. Общая сумма энергии в сечении 1—1 и количество энергии в сечении 2—2 равны между собой, ибо мы рассматривали процесс, происходящий без потерь энергии и приращения

ее для потока в целом. В этом и состоит основное отличие существа коэффициентов сопротивления тройника от таких же коэффициентов для фасонных деталей, несущих один поток (диффузор, колено и др.).

Коэффициенты сопротивления тройника, получаемые при условии полного отсутствия невозвратимых потерь, правильнее было бы назвать коэффициентами перераспределения энергии. Полные коэффициенты сопротивления реального тройника ζ_n и ζ_b при наличии в нем действительных потерь представляют собой, следовательно, сумму коэффициента перераспределения энергии ($\zeta_{эн}$ или $\zeta_{эб}$ для прямого или бокового потоков тройника) и коэффициента фактических потерь ($\zeta_{фн}$ или $\zeta_{фб}$), т. е.

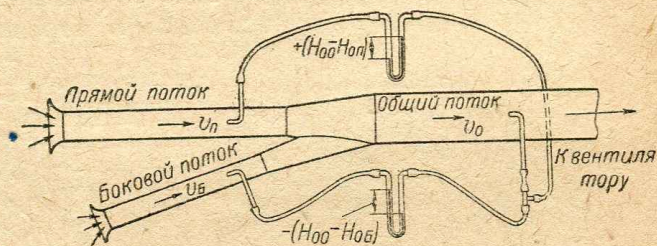
$$\zeta_n = \zeta_{эн} + \zeta_{фн}; \quad (19-39)$$

$$\zeta_b = \zeta_{эб} + \zeta_{фб}. \quad (19-40)$$

Величины $\zeta_{эн}$ и $\zeta_{эб}$ могут быть и положительными и отрицательными, причем они имеют всегда различные знаки, а $\zeta_{фн}$ и $\zeta_{фб}$ могут иметь лишь только положительный знак, как это ясно из смысла этих коэффициентов.

Такая условность коэффициентов сопротивления тройника допущена из соображений удобства использования этих величин при расчете вентиляционной сети.

Экспериментальное определение величин ζ_n и ζ_b производится так, как это схематически показано на фиг. 145 для случая $v_n > v_b$. Для упрощения на схеме не показаны манометры, указывающие динамические напоры.



Фиг. 145. Схема измерения потерь давления в тройнике всасывающего воздуховода

В каждом тройнике при различных скоростях бокового и прямого потоков наблюдаются невозвратимые для потока в целом потери помимо потерь на трение, учитываемых обычным образом и которых поэтому мы не будем касаться.

В рассматриваемом нами тройнике (см. фиг. 142) потери энергии наименее велики, так как потоки сливаются друг с другом при полной параллельности скоростей ($\beta = 0$). Но даже и в этом случае потери все же будут наблюдаться, если v_n не равно v_b .

Действительно, при параллельном слиянии потоков (фиг. 146) скачок скоростей от v_b до v_n обуславливает образование поверхности раздела, по одну сторону которой движется поток с малой скоростью, а по другую — с большой скоростью.

Поверхность раздела потоков с различными скоростями весьма неустойчива; достаточно случайного образования небольшой выпуклости на этой поверхности (фиг. 146, а), чтобы она разрушилась с образованием большого количества вихрей, разрывающихся и разносящихся по потоку.

При образовании, например, выпуклости на поверхности медленного потока, как показано на фиг. 146, а, давление в этой области повышается вследствие уменьшения скорости (разрежение линий тока), что вызывает увеличение первоначальной выпуклости. Этому содействует одновременное уменьшение давления в вогнутой части быстрого потока, вызванное увеличением скорости (сгущение линий тока).

Возрастанию кривизны линий тока оказывает некоторое противодействие вязкость воздуха, которая все же при больших скоростях (турбулентный поток) не в состоянии погасить начавшегося волнообразования. Кривизна линий тока быстро возрастает (фиг. 146, б и в), и поверхность раздела раз-

рушается с образованием вихрей (фиг. 146, *d*), разносящихся по всему потоку.

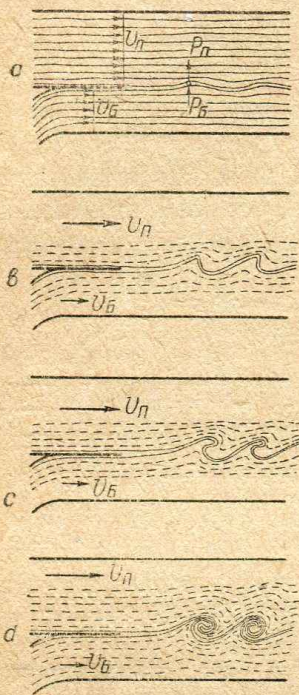
Усиленное вихреобразование, вызываемое слиянием двух потоков в тройнике, приводит, как известно уже, к рассеянию энергии потока и к невозвратимым для него потерям. Эти потери для тройников, в которых потоки встречаются под некоторым углом (фиг. 147), больше, чем для тройников с параллельным слиянием потоков. Кроме вихреобразования, вызванного слиянием потоков, в этом случае могут появиться вихревые области, подобные наблюдавшимся при течении воздуха в коленах.

б) Величины коэффициентов сопротивления тройников всасывающих воздухопроводов. Для тройников, имеющих $F_o = F_n + F_б$ и $\beta = 0$, величины ζ_n и $\zeta_б$ зависят от соотношений скоростей и площадей

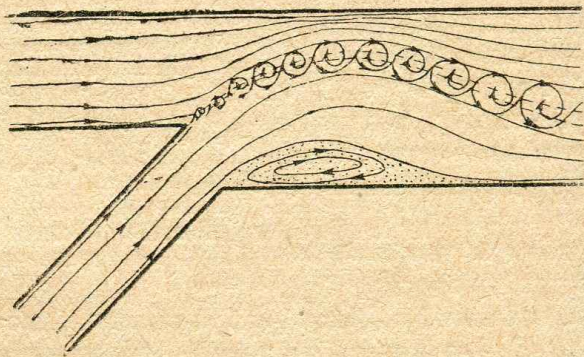
$$\left(\frac{v_б}{v_n} \text{ и } \frac{F_б}{F_n} \right).$$

Так как для вентиляционных тройников легко осуществим малый угол сопряжения труб, то зависимость ζ_n и $\zeta_б$ от β обычно исключается, и величины эти приводятся для углов β в пределах $10-20^\circ$.

Такого рода вентиляционные тройники были испытаны в аэродинамической лаборатории Дон-



Фиг. 146. Вихревое разрушение поверхности раздела в тройнике с параллельным слиянием потоков



Фиг. 147. Схема вихреобразований в тройнике при слиянии потоков с различными скоростями под некоторым углом

ского политехнического института проф. Левковым (1928—1929 гг.). Результаты этих испытаний приведены на фиг. 148—150.

Испытанные тройники удовлетворяли условию: $F_n + F_б \cong F_o$, или, что то же,

$$D_n^2 + D_б^2 \cong D_o^2 \quad (19-60).$$

Зависимость ζ_n и $\zeta_б$ от соотношения размеров бокового и прямого патрубков $\left(\frac{F_б}{F_n} \text{ или } \frac{D_б}{D_n} \right)$ исследована в совершенно недостаточной степени.

Для величин $\frac{v_б}{v_n}$, близких к единице (0,8—1,2), зависимость эта меньше, чем зависимость ζ_n и $\zeta_б$ от $\frac{v_б}{v_n}$. Вследствие этого величины ζ_n и $\zeta_б$, предложенные инж. Левиным¹, рекомендованные в 1930 г. трестом „Промвентиля-

¹ См. статьи инж. Леви́на С. Р. в журнале „Отопление и вентиляция“, № 5—6, 1930 и № 7, 1935.

ция" и одобренные вентиляторной секцией экспериментально-аэродинамического отдела ЦАГИ в качестве временных, не содержат зависимости от отношения размеров бокового и прямого патрубков.

Величины эти приведены в сводной таблице коэффициентов местных сопротивлений (см. приложения) и получены по результатам испытаний проф. Левкова путем выбора из них максимальных значений ζ_n и ζ_b , как это показано в табл. 13. Величины эти учитывают не только чисто вихревые потери но и потери на трение в тройнике.

Временное отсутствие зависимости ζ_n и ζ_b от $\frac{F_b}{F_n}$ в рекомендуемых величинах объясняется также тем обстоятельством, что испытания всего лишь трех тройников, проведенные проф. Левковым, не дают возможности уверенно судить об этой зависимости.

Мы не приводим ряда других испытаний тройников, с которыми можно ознакомиться по указанным ниже источникам¹, ибо они относятся к таким формам, которые либо совершенно не применяются в вентиляционной сети, либо употребляются в виде исключений.

Таблица 13

Коэффициенты сопротивления тройников по прямому и боковому направлениям при работе их на всасывающей сети (по результатам работ проф. Левкова В. И.)

| $C = \frac{v_b}{v_n}$ | $n = \frac{F_b}{F_n} = 0,41$ $\frac{D_b}{D_n} = 0,64$ | | $n = \frac{F_b}{F_n} = 0,325$ $\frac{D_b}{D_n} = 0,57$ | | $n = \frac{F_b}{F_n} = 0,137$ $\frac{D_b}{D_n} = 0,37$ | | Максимальные значения с округлением до 0,05 в большую сторону | |
|-----------------------|--|-----------|---|-----------|---|-----------|---|-------|
| | ζ_n | ζ_b | ζ_n | ζ_b | ζ_n | ζ_b | | |
| 0,6 | +0,21 | -2,00 | +0,40 | -1,95 | +0,15 | -1,90 | +0,40 | -1,90 |
| 0,8 | +0,19 | -0,88 | +0,33 | -0,76 | +0,15 | -0,96 | +0,35 | -0,80 |
| 1,0 | +0,10 | -0,24 | +0,22 | -0,14 | +0,11 | -0,40 | +0,25 | -0,10 |
| 1,2 | -0,03 | +0,04 | +0,07 | +0,10 | +0,07 | -0,07 | +0,10 | +0,10 |
| 1,4 | -0,24 | +0,22 | -0,10 | +0,24 | -0,02 | +0,16 | 0 | +0,25 |
| 1,6 | -0,53 | +0,33 | -0,33 | +0,36 | -0,17 | +0,32 | -0,20 | +0,40 |

Подсасывание медленного потока тройника быстрым — явление, подобное инъекции и обуславливающее наличие отрицательных ζ_n и ζ_b , — было отмечено еще Блессом, который, однако, совершенно не приводил коэффициентов сопротивления тройника, считая необходимым проектировать вентиляционную сеть и тройники таким образом, чтобы скорости в прямом, боковом и общем патрубках были равны между собой. При соблюдении этого условия и весьма малых углах сопряжения труб между собой потери в тройнике настолько ничтожны, что оба коэффициента его сопротивления можно принять равным нулю.

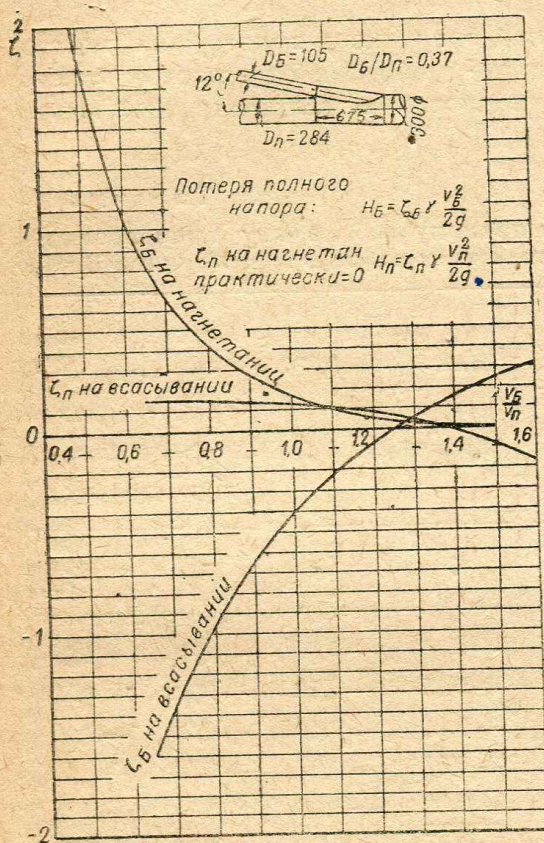
с) *Сопротивление тройников нагнетающих воздуховодов.* Разветвленные нагнетающие воздуховоды в производственных вентиляционных установ-

¹ Vogel C., Untersuchungen über den Verlust in rechtwinkligen Rohrverzweigungen. Mitt. der Hydr. Inst. der Techn. Hochschule München, H. 1, 1926 и H. 2, 1928; Petermann P., Der Verlust in Schiefwinkligen Rohrverzweigungen. Там же, H. 3, S. 98, 1929; Kinne E., Beiträge zur Kenntnis der hydraulischen Verluste in Abzweistücken. Там же, H. 4, S. 70, 1931. Результативные таблицы этих работ приведены также в ст. Абрамовича, в Трудах ЦАГИ, вып. 211.

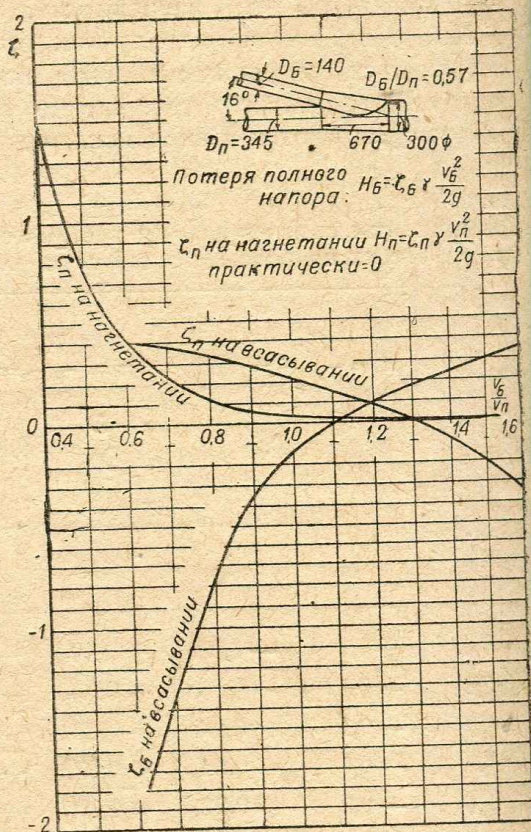
мельниц и элеваторов применяются весьма редко, вследствие чего в отношении тройников для них мы ограничимся лишь указаниями о величинах коэффициентов сопротивлений.

Работы Фогеля, Кинне и Петерманна показали, что для тройников, у которых $D_n = D_o$ и $\beta = 45-90^\circ$, величина ζ_n близка к нулю, отклоняясь от него в стороны положительных и отрицательных значений на несколько сотых. Отклонения эти становятся более значительными при приближении $\frac{D_o}{D_n}$ к единице. Значения ζ_n при $\frac{D_o}{D_n} = 1$ показаны на фиг. 151.

Работа проф. Левкова над тройниками наиболее распространенной в вентиляционных установках формы также показала, что коэффициент сопротивления для прямого потока практически равен нулю.



Фиг. 148. Коэффициенты сопротивления тройника при $n = 0,137$



Фиг. 149. Коэффициенты сопротивления тройника при $n = 0,325$

Работа инж. Плудермахера и Иткина (1934 г.), проведенная в Ленинградском отделении Научно-исследовательского института водоснабжения и сантехники, подтверждает этот вывод для фанерных тройников прямоугольного сечения, отмечая, что ζ_n имеет практически значимые величины при $\frac{D_o}{D_n} = 1$, если $\frac{v_o}{v_n}$ велико. Так например, при $D_o = D_n$ величина ζ_n достигает 0,1 только при $\frac{v_o}{v_n} = 2$. При дальнейшем увеличении $\frac{v_o}{v_n}$ значения ζ_n растут уже весьма быстро, достигая 0,4 при $\frac{v_o}{v_n} = 3$ и 2,0 при $\frac{v_o}{v_n} = 5$ (фиг. 151).

Таким образом при наиболее употребительных в вентиляционной технике отношениях $\frac{v_o}{v_n}$ (до 1,5—1,7) можно принимать ζ_n равным нулю для тройников, имеющих β от 10 до 20°.

Коэффициент сопротивления для бокового потока тройников с большими углами β представлен на фиг. 152. С уменьшением β величина ζ_b , как правило, резко уменьшается.

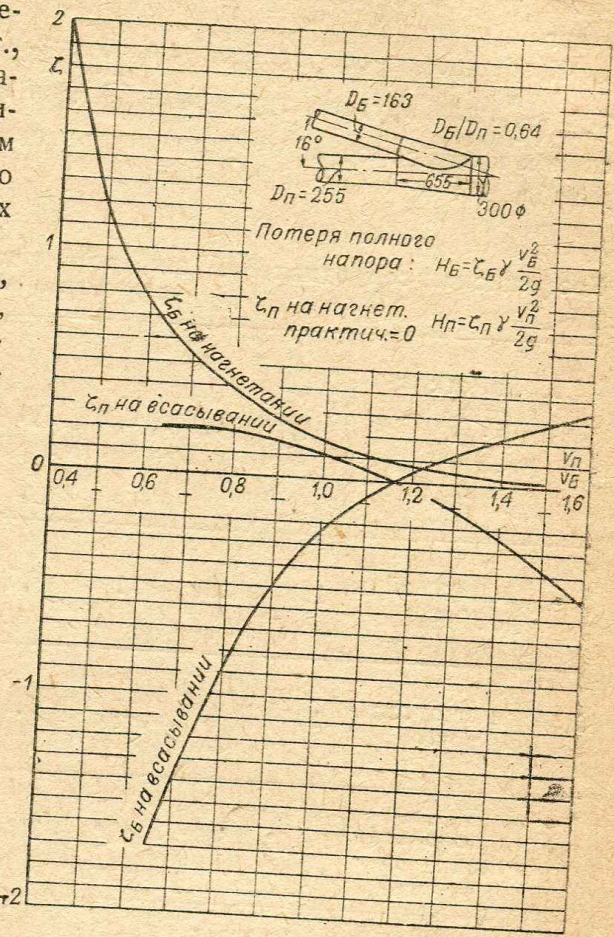
Для тройников с малыми углами соединения труб величины ζ_b по результатам испытаний проф. Левкова представлены на фиг. 148—150. Данные эти послужили основанием для установления норм, рекомендованных тrestом „Промвентиляция“ в 1930 г., которые составлены, как это показано в табл. 14, путем отбора максимальных значений ζ_b с округлением до 0,05 в большую сторону (точно так же, как и для всасывающих тройников).

Такой способ составления норм, конечно, не может быть одобрен, но в отношении, например, коэффициентов, приводившихся в руководстве Ритшеля, эти данные, как временные, являются более обоснованными.

В упоминавшейся уже работе инж. Плудермахер и Иткин пришли к заключению, очевидно также из рассмотрения табл. 14, о нежелательности пользования временными нормами для всех отношений $\frac{D_b}{D_n}$.

На фиг. 153 приведены величины ζ_b для различных значений $\frac{D_b}{D_n}$ при $\beta = 10^\circ$.

Временно рекомендуемые для обычных расчетных целей величины ζ для нагнетающих тройников приведены в сводной таблице (см. приложения).



Фиг. 150. Коэффициент сопротивления тройника $n = 0,41$

Таблица 14

Коэффициенты сопротивлений тройников по боковому направлению при работе их на нагнетающей сети (по результатам работ проф. Левкова В. И.)

| $\frac{v_b}{v_n}$ | $\frac{F_b}{F_n} = 0,41$ $\frac{D_b}{D_n} = 0,64$ | $\frac{F_b}{F_n} = 0,325$ $\frac{D_b}{D_n} = 0,57$ | $\frac{F_b}{F_n} = 0,137$ $\frac{D_b}{D_n} = 0,37$ | Максимальные значения ζ_b с округлением до 0,05 в большую сторону |
|-------------------|--|---|---|---|
| 0,6 | 0,75 | 0,41 | 1,03 | 1,05 |
| 0,8 | 0,38 | 0,12 | 0,40 | 0,40 |
| 1,0 | 0,17 | 0,02 | 0,17 | 0,20 |
| 1,2 | 0,07 | 0,01 | 0,05 | 0,10 |
| 1,4 | 0,02 | 0,01 | 0,01 | 0,05 |
| 1,6 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 |

7. Сопротивление различных других деталей воздуховода. Для регулирования в процессе работы сети количества воздуха, протекающего по воздуховоду, применяют шиберы, или заслонки, действие которых основано на увеличении сопротивления данного участка воздуховода (фиг. 154).

Внезапное сужение сечения вызывает сжатие струи за шибером, образование вихревых областей, что ведет к невозвратимым для потока потерям энергии.

Коэффициенты сопротивления шиберов в зависимости от степени их открытия ($\frac{x}{D}$ для круглой трубы или $\frac{x}{h}$ для прямоугольной) и поворотных заслонок в зависимости от угла отклонения их от оси трубы (δ) приведены в табл. 15.

Таблица 15

Коэффициенты сопротивления шиберов и поворотных заслонок, регулирующих количество воздуха

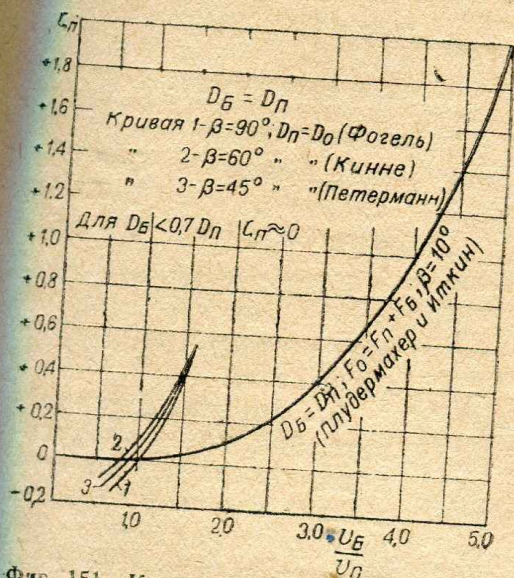
| Степень открытия $\frac{x}{D}$ или $\frac{x}{h}$ | 0,1 | 0,2 | 0,3 | 0,4 | 0,5 | 0,6 | 0,7 | 0,8 | 0,9 | 1,0 |
|---|------|------|------|------|------|------|------|------|------|-----|
| ζ для круглой трубы | 160 | 28 | 11 | 4,5 | 2,1 | 0,95 | 0,40 | 0,16 | 0,05 | 0 |
| ζ для прямоугольной трубы | 193 | 45 | 18 | 8,1 | 4,0 | 2,1 | 0,45 | 0,39 | 0,09 | 0 |
| Угол поворота заслонки δ° | 5° | 10° | 20° | 30° | 40° | 45° | 50° | 60° | 70° | 80° |
| ζ для круглой трубы | 0,24 | 0,52 | 1,54 | 3,91 | 10,8 | 18,7 | 32,6 | 118 | 751 | — |
| ζ для прямоугольной трубы | 0,20 | 0,45 | 1,34 | 3,54 | 9,27 | 16,0 | 24,9 | 77,4 | 368 | — |

Таким же по своему характеру видом сопротивления являются диафрагмы, или шайбы, применяющиеся для регулирования объема аспируемого или нагнетаемого воздуха (см. фиг. 192), но на более длительный период. Диафрагмы устанавливаются в период монтажа, ремонта или переделки сети и позволяют уменьшать количество воздуха, протекающего через тот или иной участок сети, без изменения диаметра трубы. Определение размеров отверстий диафрагм связано с расчетом вентиляционной сети и изложено в § 26.

Всасывающие отверстия машин для предупреждения возможности попадания в их каналы посторонних тел часто закрываются решетками или сетками. Сопротивление различного рода сеток и решеток изучено очень мало. Инж. Ушаков К. А. (ЦАГИ, 1931 г.)¹ исследовал сопротивление

¹ Журнал „Отопление и вентиляция“, стр. 22—24, № 8, 1931.

сеток, имевших 15 ячеек на линейный сантиметр, с толщиной проволоки 0,15 мм, что определяет величину живого сечения сетки, равную около 60%. Коэффициент сопротивления сетки оказался весьма сильно зависящим от числа Рейнольдса, вследствие чего автор отнес его не к квадрату скорости, как обычно, а к $v^{1,75}$, что сделало возможным приблизительно выразить коэффициент сопротивления сетки постоянным числом, не зависящим от Re. Коэффициент сопротивления для одного слоя сетки был найден равным 2,4;



Фиг. 151. Коэффициенты сопротивления для прямого потока нагнетающих тройников

Таблица 16
Степень расширения потока в коротких выходных диффузорах ($l = 0,6D$), затынутых сетками

| Угол раскрытия диффузора δ° | Коэффициент сопротивления сетки ζ | | | |
|---|---|------|------|------|
| | 2,4 | 4,8 | 7,2 | 9,6 |
| 26 | 1,60 | 1,55 | 1,50 | 1,50 |
| 44 | 1,60 | 1,70 | 1,75 | 1,80 |
| 59 | 1,60 | 1,85 | 1,95 | 2,02 |
| 90 | 1,60 | 2,00 | 2,25 | 2,42 |

для нескольких слоев коэффициент сопротивления увеличивается пропорционально числу слоев (z).

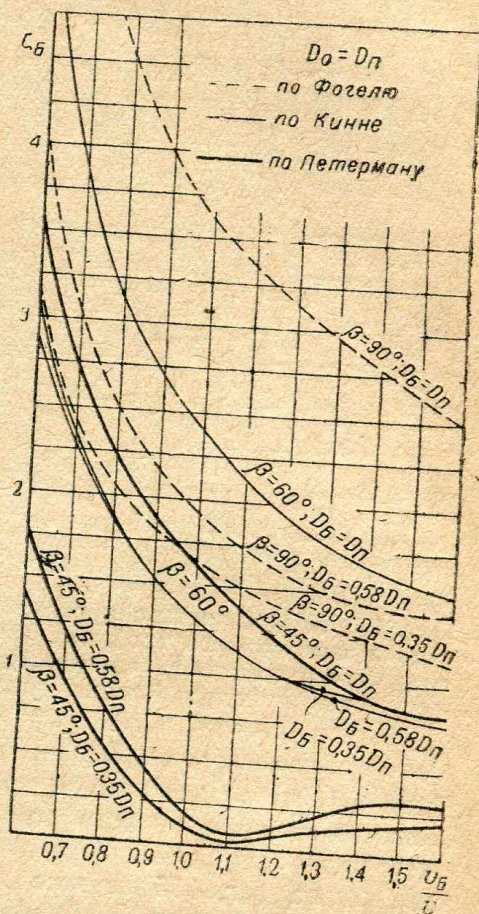
Таким образом потеря напора, вызываемая указанными сетками, равна

$$H_{нт} = 2,4 z p \frac{v^{1,75}}{2} \text{ мм вод. ст.}, \quad (19-61)$$

где v — скорость прохода воздуха через сетку, исчисленная по общей площади ее.

При применении сеток на коротких диффузорах с большим углом раскрытия следует иметь в виду, что поток воздуха не заполняет всего сечения выходного отверстия диффузора. Степень расширения потока, т. е. отношение площади сечения его у сетки к площади сечения входного отверстия диффузора, увеличивается с повышением сопротивления сетки и угла раскрытия диффузора так, как это показано в табл. 16.

Зная степень расширения потока, можно определить скорость воздуха у сетки и, следовательно, величину потерь.



Фиг. 152 Коэффициенты сопротивления для бокового потока тройников с большим углом сопряжения труб между собой

Потерями в коротком диффузоре, затянутом сеткой, можно пренебречь, величина их мала вследствие того, что сетка увеличивает степень расширения потока по сравнению с диффузором без сетки.

Ритшель в своем руководстве приводит следующие величины сопротивления решеток при условии равенства живого сечения решетки поперечному сечению воздуховода:

живое сечение

20% общей $\zeta = 2,0$
 50% $\zeta = 1,5$
 более 60% общ. $\zeta = 0,6$.

Коэффициенты эти относятся к динамическому напору в поперечном сечении воздуховода.

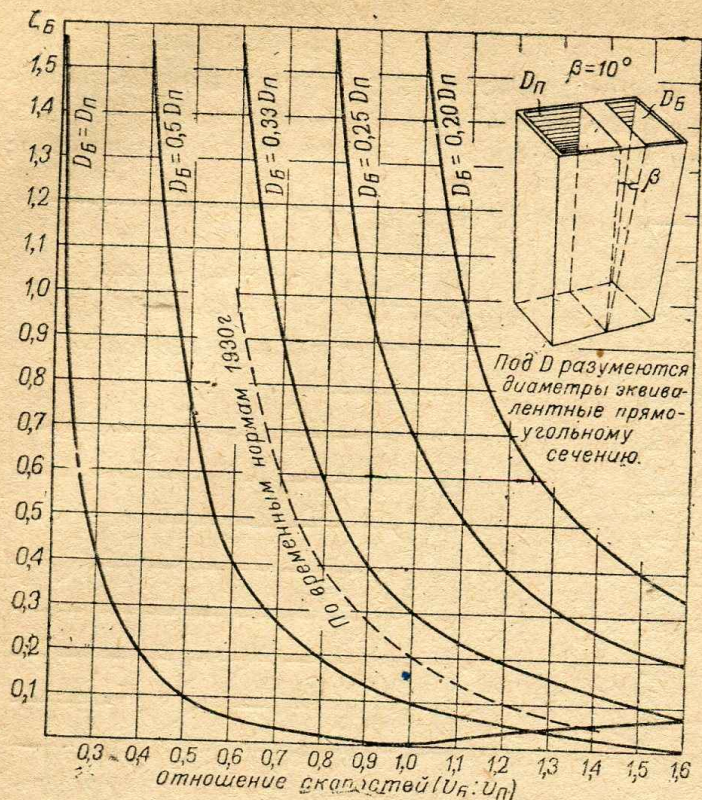
8. Сопротивление разветвленного воздуховода. До сих пор мы определяли величину полного напора, необходимого для передвижения воздуха с заданной скоростью по каналам, не имеющим ответвлений.

Решая ту же задачу по отношению к разветвленному воздуховоду, мы можем точно так же определить величину полного напора (потерь) для каждой из ветвей. Так, например, решая вопрос о необходимой величине полного напора у всасывающего отверстия вентилятора для сети, изображенной на фиг. 155 (сечение BB), мы можем найти величину полного напора для направления AB и точно так же необходимую величину напора для направления CB .

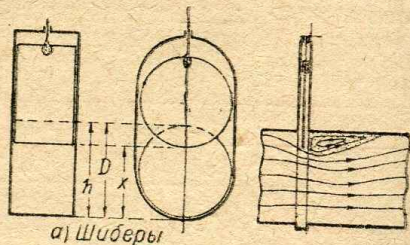
Напоры эти, как правило, будут различны по своей величине. Большей величины полного напора потребует та ветвь воздуховода, потери в которой будут выше. Для обеспечения потребной скорости в этой ветви мы должны будем создать в сечении BB полный напор, определяемый ветвью с наибольшим сопротивлением.

Допустим, что большее сопротивление вызывает более длинная ветвь, т. е. направление AB (фиг. 155). Тогда полный напор (потери) в сечении AA , общем для обеих ветвей, будет больше потребного для ветви CA , и по этому направлению будет отсасываться количество воздуха, превышающее заданное, ибо скорость в этой ветви повысится по сравнению с обусловленной.

Для соблюдения всех условий задания необходимо в этом случае увеличить сопротивление участка CA , сделав его равным сопротивлению участка AA . Мероприятие это не повысит необходимого разрежения в сечении BB , ибо



Фиг. 153. Коэффициенты сопротивления для бокового потока нагнетающего тройника (по данным Ленинградского отделения научно-исследовательского института водоснабжения и сантехники)



а) Шиберы



б) Поворотная заслонка

Фиг. 154. Шиберы и заслонка для регулирования количества аспирируемого воздуха

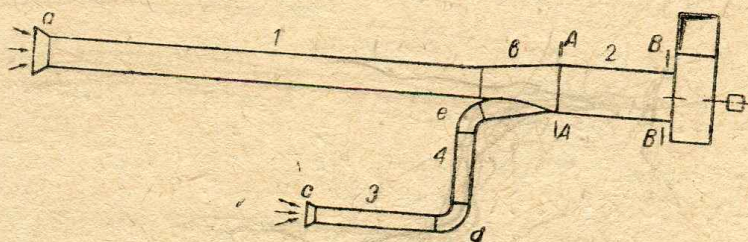
разрежение это так или иначе определяется сопротивлением по направлению aB .

Увеличение сопротивления участка aA может быть достигнуто двумя путями:

1) постановкой диафрагмы в любом сечении этого участка (от c до e), если требуется сохранение предварительно найденного диаметра трубы или заданной скорости;

2) уменьшением диаметра трубы на всем протяжении участка от c до e , что повысит скорость при заданном количестве воздуха и увеличит сопротивление.

Таким образом сопротивление разветвленного воздуховода определяется величиной сопротивления одного только направления его, вызывающего наибольшие потери.



Фиг. 155. Схема разветвленного воздуховода

Величина полного напора, необходимого для передвижения заданных количеств воздуха по каждому участку разветвленного воздуховода, определяется направлением его, требующим наибольшего напора (направлением, вызывающим наибольшие потери).

Направление это будем в дальнейшем называть магистральным.

● Пример 42. Определить величину полного напора в сечении BB (см. фиг. 155) разветвленного воздуховода, необходимого для того, чтобы по направлению aA отсосать $100 \text{ м}^3/\text{мин.}$ воздуха при скорости 10 м/сек. , а по направлению $c-A-30 \text{ м}^3/\text{мин.}$ при скорости 8 м/сек. Воздуховод имеет следующие размеры:

отрезок 1 — длина 14 м ; коллекторы a и $c-\delta=30^\circ$, $l=0,5D$;
отрезок 2 — длина 4 м ; колено $d-a=90^\circ$, $R=2D$;
отрезок 3 — длина 5 м ; колено $e-a=75^\circ$, $R=1,5D$;
отрезок 4 — длина $3,5 \text{ м}$; тройник $b-\beta=15^\circ$, $D_o^2 \cong D_n^2 + D_o^2$.

Коэффициенты трения, — по Блессу. Коэффициенты местных сопротивлений по таблице III (см. приложения). Воздух — стандартный.

● Решение. Определим полный напор по направлению aB ; сделаем то же по направлению cB ; большая из этих двух величин определит собою напор, необходимый в сечении BB .

По заданным количествам воздуха и скоростям определяем диаметры каждого участка, а по диаметрам — величины λ и $\frac{\lambda}{D}$: $D_1 = 0,46 \text{ м}$; $\lambda_1 = 0,0149$; $\frac{\lambda_1}{D_1} = 0,0324$; $D_3 = D_4 = 0,28 \text{ м}$; $\lambda_3 = \lambda_4 = 0,0164$; $\frac{\lambda_3}{D_3} = \frac{\lambda_4}{D_4} = 0,0585$; для отрезка 2 из условия $D_o^2 \cong D_n^2 + D_o^2$ имеем $D_2 \cong 0,54 \text{ м}$; $\lambda_2 = 0,0145$; $\frac{\lambda_2}{D_2} = 0,0268$.

Скорость воздуха во втором отрезке при $Q_2 = 100 + 30 = 130 \text{ м}^3/\text{мин.}$ и $D_2 = 0,54 \text{ м}$ равна $v_2 = 9,4 \text{ м/сек.}$

Для направления aB : коэффициент сопротивления тройника при $\frac{v_6}{v_n} = \frac{v_4}{v_1} = \frac{8}{10} = 0,8$ равен $\zeta_n = +0,35$; то же для коллектора $a-\zeta_k = 0,04$;

сумма коэффициентов местных сопротивлений для участка aA равна $\sum_1 \zeta = 0,04 + 0,35 = 0,39$; для участка $AB - \sum \zeta_2 = 0$.

Динамические напоры: $\frac{\rho v_1^2}{2} = \frac{0,122 \times 10^2}{2} = 6,1$ мм вод. ст.; $\frac{\rho v_2^2}{2} = \frac{0,122 \times 9,4^2}{2} = 5,4$ мм вод. ст. Исходя из найденных величин, определяем полный напор в сечении BB [для направления aB :

$$H_o = H_{nm} = (0,39 + 0,324 \times 14) 6,1 + 0,0268 \times 4 \times 5,4 = 5,73 \text{ мм вод. ст.}$$

Для направления cB : коэффициент сопротивления коллектора $c - 0,04$; то же для колена $d - 0,15$; то же колена $e - 0,16$; тройник b при $\frac{v_6}{v_n} = 0,8$ имеет $\zeta_6 = -0,70$; сумма коэффициентов $-\sum_3 \zeta = 0,04 + 0,15 + 0,16 - 0,70 = -0,35$. Динамический напор для отрезков 3 и 4 равен: $\frac{\rho v_3^2}{2} = \frac{0,122 \times 8^2}{2} = 3,9$ мм вод. ст. Полный напор (величина потерь) для направления cB равен, следовательно, $H_o = H_{nm} = [-0,35 + 0,0585 (5 + 3,5)] 3,9 + 0,0268 \times 4 \times 5,4 = 1,15$ мм вод. ст.

Таким образом, поскольку $H_{nm} > H'_{nm}$, постольку магистральным, в данном случае, является направление aB . Полный напор в сечении BB должен быть равен большей величине (5,73 мм вод. ст.)

При создании в этом сечении такого напора, по направлению cA будет отсасываться количество воздуха большее того, которое указано в задании (30 м³/мин.), в связи с чем сопротивление этой ветви нужно повысить.

(Результат: 5,73 мм вод. ст.)

Следует отметить, что магистральное направление определяется не только длиной и величиной местных сопротивлений, но и скоростью воздуха. Так, например, для сети, изображен на фиг. 155, величина статического напора в конечном сечении определилась сопротивлениями по направлению aB , но при увеличении скорости в участке aA это направление может стать магистральным, несмотря на относительно малую длину его.

§ 20. СОПРОТИВЛЕНИЕ АСПИРИРУЕМЫХ МАШИН ДВИЖЕНИЮ В НИХ ВОЗДУХА

Каждая аспирируемая машина представляет собой более или менее сложный вход в воздуховод вентиляционной сети.

Действительно, достаточно сложную машину, как, например, сепаратор, в части, связанной с вентиляционной сетью, можно представить схемой, изображенной на фиг. 156.

Как видно на схеме, поток в трубе 1, присоединяемой к сепаратору, составляется из двух потоков: потока в канале предварительного продувания 2 и потока в канале окончательной продувки зерна 3. На пути к слианию потоки эти проходят каналы достаточно сложной формы, осадочные камеры 4 и 5, огибают регулировочные заслонки 6 и 7, после чего соединяются в коллекторе 8 и попадают в воздуховод 1, ведущий к вентилятору.

Таким образом каналы машины представляют небольшой, но достаточно сложный разветвленный воздуховод, присоединенный к входному отверстию какой-либо ветви вентиляционной сети.

Величину потерь в этом воздуховоде можно определить подсчетом, зная величины потерь на трение и местные сопротивления. Однако такой подсчет имеет лишь методическое значение. Он не сможет дать практически ценной величины, ибо форма воздушных каналов машин весьма сложна и отличается

от обычных фасонных деталей вентиляционных воздуховодов, коэффициенты сопротивления которых нам известны.

Разлагать каналы машины на ряд отдельных фасонных деталей и суммировать далее потери в них нельзя также потому, что фасонные детали каналов машины не отделены друг от друга прямыми отрезками достаточной длины. Взаимное влияние местных сопротивлений, изученное пока очень мало, в каналах машин значительно сильнее, чем в обычной вентиляционной сети.

Сопротивление суммы непосредственно соединенных между собой фасонных деталей не равно сумме сопротивлений их, исчисленных для каждой детали в отдельности. Положение это, затрудняющее подсчет величины потерь напора в каналах машин, подтверждено было ранее простым примером сопротивления колена при различных углах поворота потока.

Единственно практически надежным путем установления величины потерь в каналах машин является пока метод экспериментального определения их. Совершенно понятно, что величина потерь напора в миллиметрах вод. ст. не может быть постоянной даже для одной и той же машины, ибо, как и для каждого воздуховода, величина потерь зависит от скорости воздуха в каналах. Поэтому характеризовать сопротивление машины величиной потерь нежелательно, так как величина эта может быть верной лишь для какого-либо одного количества воздуха, аспирируемого от данной машины.

Так как воздушные каналы машины представляют собой сумму различных фасонных деталей, то сопротивление их можно охарактеризовать общим, экспериментально найденным коэффициентом, подобным применявшимся уже для отдельных деталей. Однако коэффициент этот не может быть отнесен к динамическому напору, ибо скорость воздуха в каналах машины непостоянна, вследствие изменения величины поперечного сечения ее каналов.

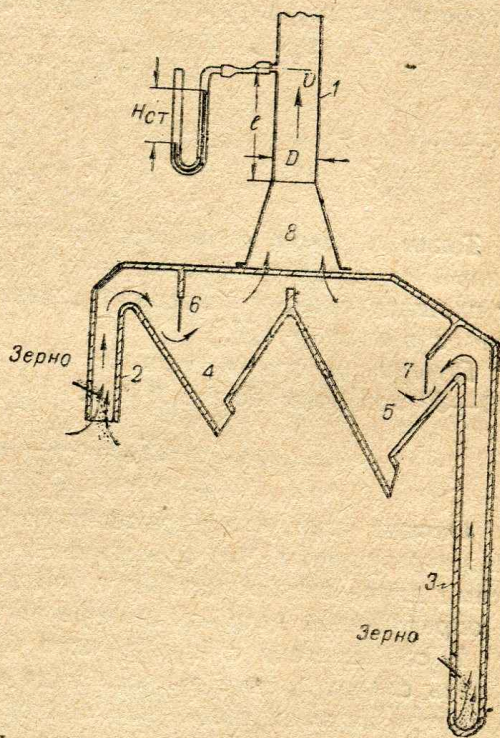
Коэффициент сопротивления машины (ϵ) можно отнести не к квадрату скорости, а к квадрату объема протекающего по ее каналам воздуха (q м³/сек), т. е. выразить величину потерь в ней следующим образом:

$$H_m = \epsilon q^2 \text{ мм вод. ст.} \quad (20-1)$$

Точнее, сопротивление каналов машины следовало бы выразить так:

$$H_m = \epsilon q^n \text{ мм вод. ст.}$$

Величина показателя степени (n) может быть для ряда случаев и не равной 2, будучи зависимой от режимов потока в каналах машины. Но для количеств воздуха, незначительно отличающихся от проектируемых значений q , величина n в дальнейшем изложении принята равной 2. Обстоятельство это упрощает учет сопротивления машин в процессе расчета вентиляционной сети, не влияя ощутительно на степень его точности.



Фиг. 156. Сопротивление машины как сопротивление входа в трубу (сепаратор)

Коэффициент сопротивления машины в противоположность коэффициентам местных сопротивлений (ϵ) не является безразмерной величиной. Размерность его определяется выражением:

$$\epsilon = \frac{H_m}{q^2} \cdot \cdot \cdot \left(\frac{\text{кг} \times \text{сек.}^2}{\text{м}^2 \text{м}^6} = \frac{\text{кг} \times \text{сек.}^2}{\text{м}^8} \right) \quad (20-2)$$

Таким же коэффициентом могло бы быть охарактеризовано сопротивление любой фасонной детали, например, колена, но коэффициент этот относился бы тогда не к колену любого диаметра, а к колену с определенным поперечным сечением, ибо q зависит от v и от F .

Действительно, найдем соотношение между ϵ и ζ . Для этого приравняем величины потерь, выраженные через ζ и ϵ :

$$\zeta \frac{\gamma v^2}{2g} = \epsilon q^2 = \epsilon v^2 F^2.$$

Отсюда

$$\epsilon = \frac{\gamma}{2g} \frac{\zeta}{F^2}. \quad (20-3)$$

Таким образом мы видим, что коэффициент сопротивления машины, относенный к квадрату объема отсасываемого воздуха, будучи сам зависимым от площади сечения каналов (F), делает независимым от нее выражение потерь напора в машине (H_m).

Потери напора в машине при подстановке в ф-лу (20—1) значения ϵ (20—3) получают обычный вид:

$$H_m = \frac{\gamma}{2g} \frac{\zeta}{F^2} q^2 = \zeta \frac{\gamma v^2}{2g}.$$

Отсюда ясно, что выражение сопротивления при помощи ϵ должно дать те же результаты, что и выражение их через ζ . Существенная разница между этими двумя видами коэффициентов заключается лишь в том, что ϵ относится к определенной величине поперечного сечения.

В соответствии с этим должно быть понятно, что ϵ не может характеризовать сопротивление данного вида машин безотносительно к ее размерам, несмотря даже на возможное полное геометрическое подобие их. Для каждого номера машины, характеризующего ее производительность и, следовательно, размеры, существует своя величина ϵ .

Вполне возможно найти такое выражение коэффициента сопротивления машины, которое относилось бы ко всем геометрически подобным машинам данной серии (различных размеров). Однако, поскольку различные номера изготавливаемых машин элеваторов и мельниц не вполне геометрически подобны, постольку мы не вводим в обиход такого общего коэффициента.

Учитывая все сказанное, следует заключить, что коэффициент сопротивления машины определяется не только формой воздушных каналов, но и их размерами. Вследствие этого нельзя привести величину ϵ , например, для сепаратора вообще. Какая-либо данная величина ϵ может относиться только к конкретному сепаратору определенных размеров и конструкции (например, к сепаратору Главпродмашины № 5).

Представление о величинах коэффициентов сопротивления машин дают несколько следующих цифр:

- Для сепараторов Главпродмашины от № 2 до № 5 $\epsilon =$ от 80 до 6
- „ вальцевого станка Киевского Краснознаменного
- завода при нижней аспирации $\epsilon =$ около 450
- „ вейки типа „Реформ“ $\epsilon =$ от 20 до 50

Более подробные сведения о величинах коэффициентов сопротивления различных машин мельниц и элеваторов даны в нашей книге „Проектирование вентиляционных установок“.

Экспериментальное определение величины коэффициента сопротивления машины может быть произведено путем измерения статического напора на расстоянии 2—3 диаметров от коллектора 8, как показано на фиг. 156.

Зная статический напор ($H_{ст}$), скорость воздуха в трубе и соответствующий ей динамический напор (H_0), мы можем найти величину коэффициента сопротивления машины по следующему выражению:

$$\epsilon = \frac{H_{ст} - H_0 \left(1 + \zeta + \lambda \frac{l}{D}\right)}{q^2} \quad (20-4)$$

где ζ — коэффициент сопротивления входа в трубу l ,
 λ — коэффициент сопротивления этой трубы.

В некоторых элеваторных и мельничных машинах воздушный поток должен пронизывать слой зерна той или иной толщины (например, в сушилках, кондиционерах).

Сопротивление слоя зерна было изучено во Всесоюзном теплотехническом институте проф. Рамзиным¹ (1926 г.) и в пределах толщины слоя от 50 до 500 мм оказалось пропорциональным толщине.

Величина потерь напора в слое зерна ($H_{сз}$) может быть выражена следующей эмпирической формулой:

$$H_{сз} = A l v^n, \quad (20-5)$$

где l — толщина слоя зерна в мм;
 v — скорость воздуха в м/сек., отнесенная ко всей площади слоя зерна;
 A и n — постоянные величины, определяемые опытным путем для каждого рода сыпучего тела. Величины эти оказались равными:

$$\begin{aligned} \text{для пшеницы} & \dots A = 1,44; \quad n = 1,43 \\ \text{" кукурузы} & \dots A = 0,6; \quad n = 1,57 \end{aligned}$$

Величинами, приведенными для пшеницы, можно с достаточной точностью пользоваться и для ржи.

Более поздние эксперименты, поставленные во ВНИИЗ (1936 г., руководитель инж. Дрогалин, консультант проф. Шумский Д. В.), подтвердили правильность ранее полученного общего выражения (20-5) и даже величины показателя степени (n), который в опытах ВНИИЗ найден равным для пшеницы 1,44. Более детально исследована во ВНИИЗ величина коэффициента A , который изменяется в зависимости от влажности зерна ($w\%$), крупноты его

(P — вес 1000 зерен в граммах) и степени уплотненности $u = \frac{\gamma_\phi}{\gamma_n}$, где γ_ϕ фактический объемный вес, а γ_n — объемный вес, определенный литровой пуркой.

Для пшеницы в пределах $l = 100 \div 2400$ мм, $w = 12 \div 21\%$, $P = 23,2 \div 33,5$, $u = 1,04 \div 1,12$ и $v = 0,05 \div 0,20$ м/сек.; величина A равна, по данным ВНИИЗ

$$A = 12,54 \rho k u b,$$

где ρ — плотность воздуха в кг/сек.²/м⁴; $k = 1,435 - 0,013 P$ — поправка на крупноту зерна; $u = 4,475$ и $4,012$ — поправка на уплотненность; b — поправка на влажность, которая может быть найдена из следующих данных:

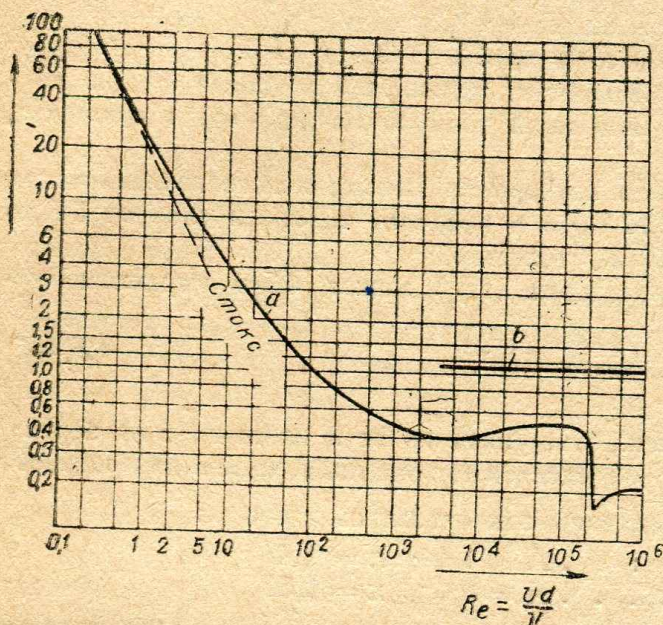
$$\begin{aligned} w &= 12 - 13 - 14 - 15 - 16 - 17 - 18 - 19 - 20 - 21\% \\ b &= 1,00 - 0,96 - 0,90 - 0,78 - 0,69 - 0,62 - 0,58 - 0,55 - 0,53 - 0,51 \end{aligned}$$

Следует помнить, что приведенные величины сопротивления слоя зерна относятся к случаю пронизывания воздухом слоя по всей его площади, которая на всем протяжении пути воздуха остается неизменной.

¹ Л. К. Рамзин, Газовое сопротивление слоев и сыпучих материалов, „Изв. Теплотехнического ин-та“, № 7 (20), 1926.

§ 21. ВЗВЕШИВАНИЕ И ТРАНСПОРТИРОВАНИЕ СЫПУЧИХ МАТЕРИАЛОВ ВОЗДУШНЫМ ПОТОКОМ

Приведенные выше величины коэффициентов сопротивления трубы и потерь напора в различных фасонных деталях относятся к случаю протекания чистого воздуха, свободного от наличия каких бы то ни было взвешенных в нем частиц. В условиях мельниц и элеваторов воздухопроводы всегда несут воздух с тем или иным содержанием пыли. Точно также, но в гораздо большей мере, при пневматическом транспортировании зерна, отрубей и других



Фиг. 157. Коэффициент сопротивления пара (a) и круглого диска (b) по Визельсбергеру

элеваторной пыли и зерна различных культур. В п. 3, § 11 нами был рассмотрен вопрос о скоростях падения в воздухе мелких твердых частиц. В результате было установлено, что частицы эти, подвергаясь сопротивлению среды, падают с постоянной скоростью, которая зависит от размеров, уд. веса и формы частиц (за исключением относительно короткого начального участка пути).

Постоянство скорости падения наступает в тот момент, когда сила сопротивления воздуха падению становится равной силе тяжести частицы.

Совершенно ясно, что если частицу поместить в вертикально восходящий поток воздуха, имеющий скорость, равную установившейся скорости падения частицы, то последняя должна прекратить свое падение и остаться неподвижно взвешенной в потоке. Эту скорость воздуха, при которой частицы не осаждаются из вертикального потока, обычно называют взвешивающей скоростью.

Практически частица не остается неподвижной в таком вертикальном потоке, а колеблется около какого-то среднего положения, что вызывается, с одной стороны, пульсацией скоростей воздуха, а с другой, вращением несимметричной в общем случае частицы, вызывающим изменение коэффициента сопротивления и площади миделевого сечения.

Вследствие этого взвешивающую скорость иногда называют колебательной.

Величины взвешивающих, или колебательных, скоростей воздуха для различного рода пыли, встречающейся в практике мельниц и элеваторов, приведены в табл. 17. Те же величины для зерен различных злаков и семян приведены в табл. 18.

продуктов и материалов поток несет с собой взвешенные в нем твердые частицы.

При изучении особенностей движения в трубах смеси воздуха с сыпучими материалами неизбежно возникают кратко рассмотренные ниже вопросы о величине транспортирующей скорости воздуха, о скорости и траекториях частиц материала, о распределении их в поперечном сечении трубы, о потерях напора, возникающих при движении запыленного или транспортируемого материала воздуха.

1. Величины взвешивающих скоростей и коэффициентов сопротивления для мельнично-

Величина взвешивающей скорости для частиц пыли может быть определена также по выражениям, приведенным в п. 3, § 11. Точно так же для крупных частиц (зерно и пр.), исходя из выражения (18—7), при относительной скорости (v_o), равной взвешивающей (v_e) для неподвижной в потоке частицы

$$P = \xi F \frac{\gamma v_e^2}{2g} = \xi F \frac{\rho v_e^2}{2}, \quad (18-7)$$

приравняв давление, оказываемое потоком на частицу (P) к весу ее (G), и приняв для стандартного воздуха $\rho = 0,122$, имеем взвешивающую скорость

$$v_e = 4,05 \sqrt{\frac{G}{\xi F}}, \quad (21-1)$$

где F — площадь миделевого сечения.

Выражение это, имеющее общий характер, вполне аналогично (11—2), полученному для частного случая.

Следует помнить, что выражение (18—7) написано для случаев либо неподвижного воздуха, либо неподвижного тела, т. е. для тех случаев, когда относительная скорость равна скорости воздуха.

В более общем виде, обозначая скорость воздуха в трубе через v_m , скорость частицы материала, движущегося с потоком, через v_n и относительную скорость попрежнему через

$$v_o = v_m - v_n, \quad (21-2)$$

следует в соответствии с ур-нием (18—7) написать:

$$P = \xi F H_o = \xi F \frac{\gamma v_o^2}{2g} = \xi F \frac{\rho}{2} (v_m - v_n)^2. \quad (21-3)$$

В этом, наиболее общем выражении P положительным v_n принято совпадающее с направлением скорости воздуха (v_m). При $v_n = 0$, т. е. при неподвижно взвешенной в потоке частице $v_m = v_e$, и выражение (21—3) принимает вид (18—7).

Для шарообразных частиц величину ξ можно найти из графиков, представленных на фиг. 81 или для области малых Re — на фиг. 157¹.

Таблица 17
Взвешивающая скорость воздуха в м/сек
для пыли мельниц и элеваторов

| Размеры частиц в мм | Р о д пы л и | |
|---------------------------|--|---|
| | мучная пыль уд. веса 1,3 г/см ³ | минеральная пыль уд. веса 2,5 г/см ³ |
| 0,01 | 0,010 | 0,018 |
| 0,02 | 0,017 | 0,031 |
| 0,03 | 0,037 | 0,072 |
| 0,05 | 0,110 | 0,200 |
| 0,10 | 0,36 | 0,62 |
| 0,15 | 0,70 | 1,15 |
| 0,20 | 1,0 | 1,5 |
| 0,30 | 1,6 | 2,3 |
| 0,40 | 2,1 | 3,2 |
| 0,50 | 2,6 | 4,0 |

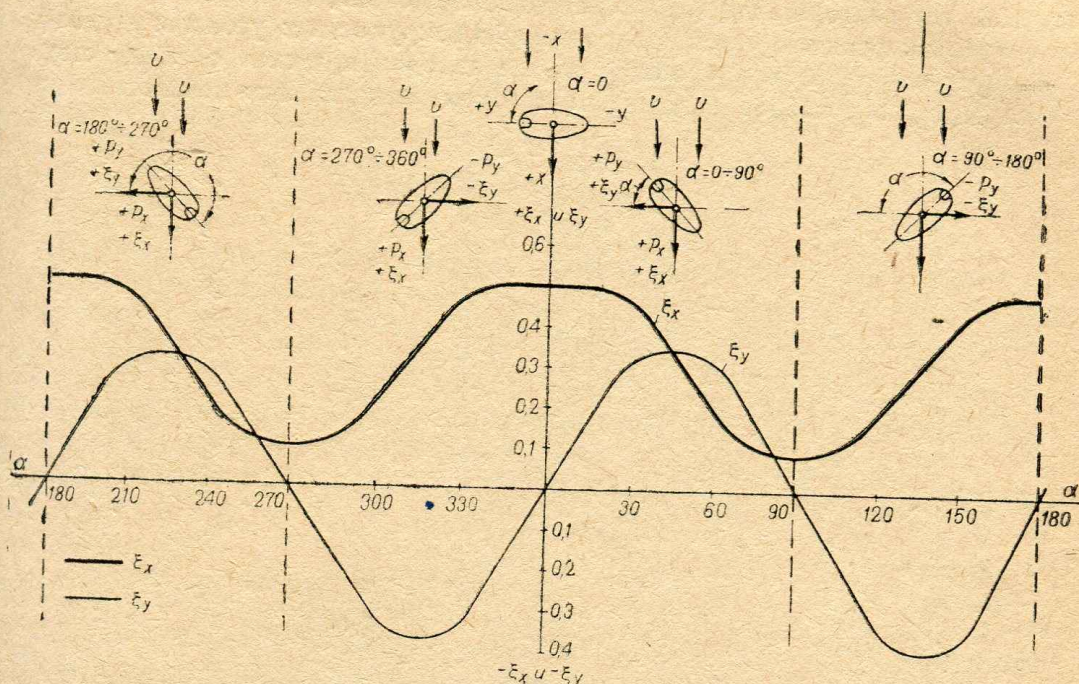
¹ Фиг. 157 заимствована из книги Л. Прандтля и О. Титъенса, Гидро- и аэромеханика, т. II, ОНТИ, 1935, стр. 118.

Блесс рекомендует для определения транспортирующей скорости воздуха находить динамический напор по предложенной им формуле:

$$H_d = 1,3 \gamma_m d \text{ мм вод. ст.} \quad (21-5)$$

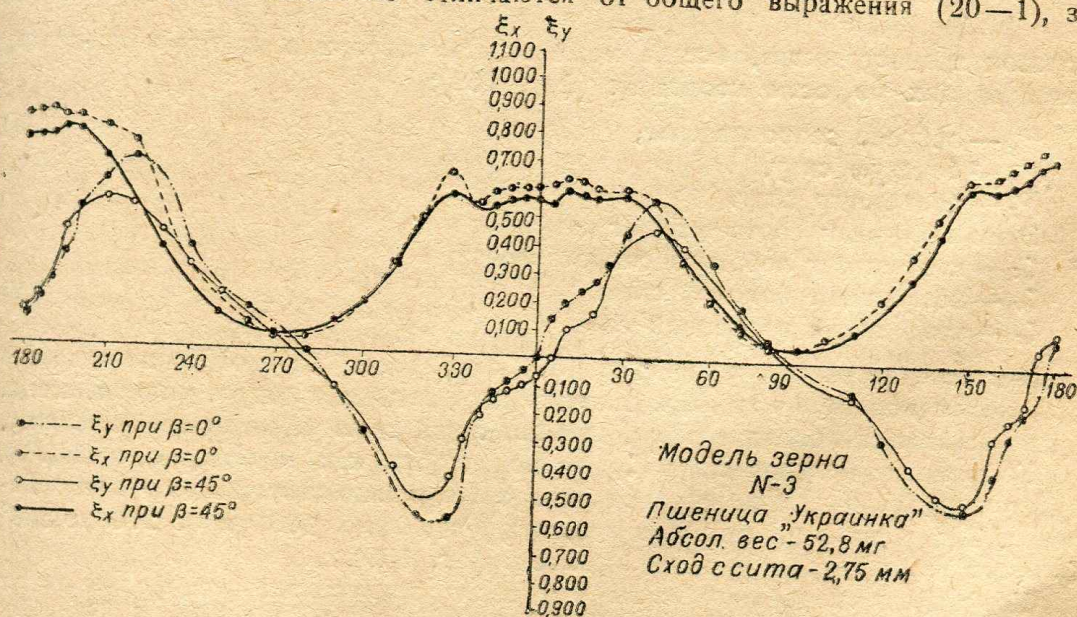
(d дано в мм; γ_m дано в г/см³) и далее по напору определять скорость:

$$v = 4 \sqrt{H_d} \text{ м/сек.}$$



Фиг. 159. Общий вид кривых коэффициентов сопротивления зерен эллипсоидальной формы (пшеница, рожь, ячмень, овес) в зависимости от их ориентации в потоке воздуха

Следует отметить, что предложенное Блессом выражение и порядок определения скорости ничем не отличаются от общего выражения (20-1), за



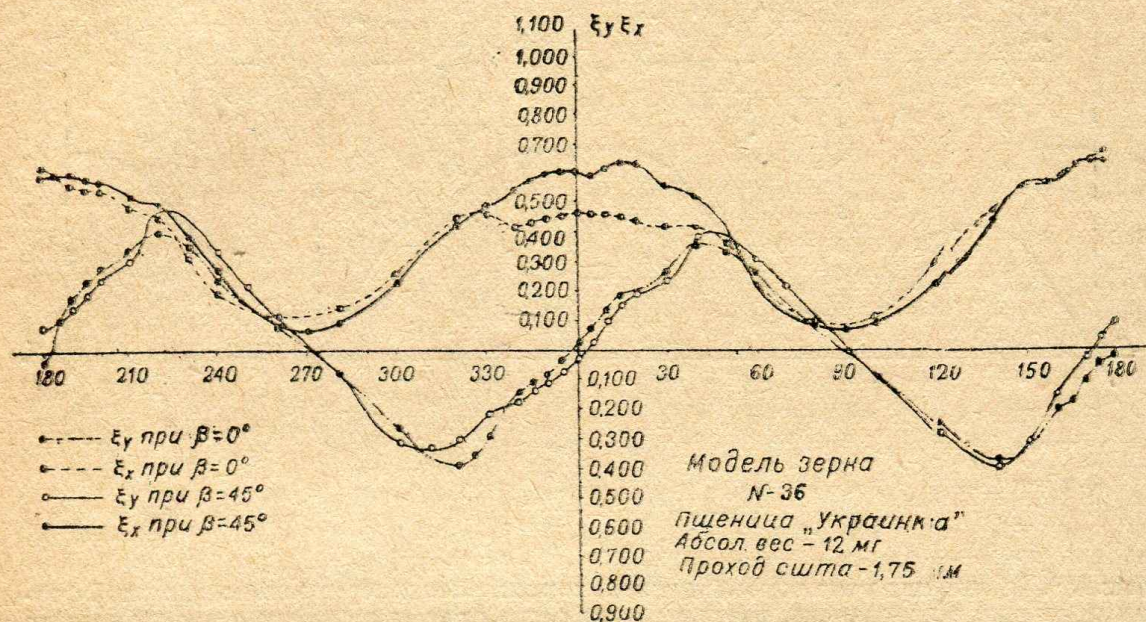
Фиг. 160. Коэффициенты лобового сопротивления и боковой силы для тяжелого зерна пшеницы в зависимости от ориентации в воздушном потоке

исключением того, что Блесс принял $\xi = 0,52 = \text{const}$ и не зависящим от Re , что может быть правильным только для каких-то определенных пределов Re , которые Блессом, к сожалению, не указываются.

Для частиц любой формы, отличной от шара, в частности для зерна, величина коэффициента сопротивления (ξ) очень сильно зависит от ориентации частицы в потоке. Так например, ξ для зерна пшеницы при положении длинной оси его вдоль потока от 6 до 16 раз меньше, чем ξ при расположении длинной оси поперек потока (перпендикулярно к скорости).

Принимая условно за начальное положение то, которое изображено на фиг. 158, где вектором v показано направление потока, мы можем представить величину ξ , как функцию углов поворота зерна вокруг осей z (угол α) и y (угол β).

Следует отметить, что в общем случае аэродинамическая сила, действующая на зерно, обтекаемое воздушным потоком, направленная неизвестным нам



Фиг. 161. Коэффициенты лобового сопротивления и боковой силы для легкого зерна пшеницы в зависимости от ориентации в воздушном потоке

образом в пространстве, всегда может быть разложена на три компонента направленных по осям координат (фиг. 158):

P_x — лобовое сопротивление,

P_y — боковую силу,

P_z — подъемную силу.

Этим величинам соответствуют коэффициенты:

ζ_x — коэффициент лобового сопротивления,

ζ_y — коэффициент боковой силы,

ζ_z — коэффициент подъемной силы.

Как ясно из рассмотрения фиг. 159, коэффициент лобового сопротивления при любом положении зерна, характеризуемом на данной фигуре углом α , всегда будет оставаться положительным, изменяя лишь свою абсолютную величину.

Коэффициент боковой силы (ζ_y) точно так же, как и боковая сила (P_y), будет изменять в зависимости от угла α не только величину, но и направление. Так например, при α в пределах от 90° до 180° и от 270° до 360° ζ_y будет иметь отрицательный знак (см. фиг. 159).

Коэффициент подъемной силы для зерен эллипсоидальной формы также изменяет свой знак.

На фиг. 160 и 161 представлены величины ζ_x и ζ_y для зерна пшеницы, полученные инж. Дементьевым¹ при испытании деревянных моделей зерна

¹ См. ссылку в табл. 18. Работа проведена во Всесоюзном институте механизации сельского хозяйства.

(линейное увеличение 11 раз) в малой аэродинамической трубе Ленинградского физико-механического института.

Величины ξ_x и ξ_y могут быть найдены из выражения (18—7), если при обдувке в трубе неподвижного зерна или его модели потоком, имеющим скорость v м/сек., измерены величины P_x и P_y . Представляя это выражение для удобства вычислений в виде:

$$\left. \begin{aligned} P_x &= \xi_x F \rho v^3 \\ P_y &= \xi_y F \rho v^2 \end{aligned} \right\} \quad (21-5)$$

(ξ_x и ξ_y соответствуют $\frac{\xi}{2}$), мы можем определить, например, коэффициент лобового сопротивления:

$$\xi_x = \frac{P_x}{F \rho v^2}. \quad (21-7)$$

Для того чтобы иметь возможность сравнивать между собой величины ξ_x и ξ_y при различных положениях зерна в потоке, вместо переменной площади миделевого сечения F в последнее выражение подставлялась величина объема зерна (u) в степени $\frac{2}{3}$. Возведение в эту степень необходимо для соблюдения размерности формулы. В окончательном виде величины ξ_x , приведенные на фиг. 160 и 161, представляют собой:

$$\xi_x = \frac{P_x}{u^{\frac{2}{3}} \rho v^2}. \quad (21-6)$$

Такое же выражение имеют ξ_y и ξ_z .

Как видно из рассмотрения этих фигур, величины ξ_x и ξ_y изменяются вполне закономерно в зависимости от α , как следовало ожидать на основании рассмотрения фиг. 159.

Величина ξ_x в пределах α от 0 до 30°, от 150 до 210° и от 330 до 360° изменяется весьма мало, колеблясь около какой-то средней величины, равной, например, для модели № 3 около $\xi_x = 0,6$. Наименьшая величина ξ_x при положении длинной оси вдоль потока остается более или менее постоянной только на протяжении $\pm 10^\circ$ при $\alpha = 90$ и 270° (для модели № 3 около 0,06).

Приведенные кривые (фиг. 160 и 161) указывают также, что поворот зерна вокруг длинной оси, т. е. изменение угла β , очень мало влияет на значения ξ_x и ξ_y , отклоняясь в большинстве случаев на величины, очень мало отличающиеся от вероятной степени точности определений¹.

Коэффициент боковой силы (ξ_y) правильно изменяется по кривой, имеющей сходство с синусоидой, достигая максимальных абсолютных значений, близких по величине к ξ_x , при отклонении длинной оси зерна от направления, перпендикулярного потоку, на 35—45°. Наличие боковых сил вызывает наряду с отмеченным выше поперечные колебания зерна в потоке, скорость которого равна взвешивающей.

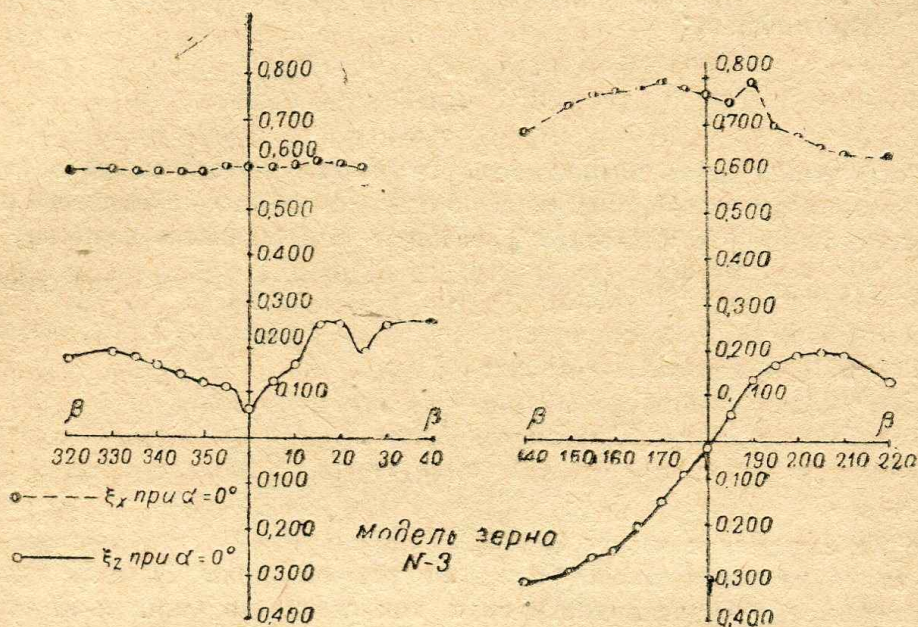
Коэффициент подъемной силы (ξ_z), представленный на фиг. 162, в зависимости от угла поворота вокруг длинной оси (β) претерпевает резкие изменения около положения $\beta = 180^\circ$, изменяя при этом знак. Для большинства зерен эти явления наблюдаются также около $\beta = 0$. Общей закономерности изменения ξ_z , подобной наблюдавшейся для ξ_x и ξ_y , из данных испытаний

¹ В работе, опубликованной в 1936 г. Всесоюзным научно-исследовательским институтом с. х. машиностроения (ВИСХОМ), не указана, к сожалению, степень точности определения ξ . Одним из серьезных недостатков этой работы является то обстоятельство, что величины ξ определены без соблюдения законов подобия при скорости воздуха около 33 м/сек. при $Re \cong 80\,000 = \text{const}$. Зависимость ξ от Re осталась пока не изученной.

выявить не удастся, что объясняется, повидимому, большой изменчивостью формы поперечного сечения зерна пшеницы и наличием бороздки разнообразных форм.

Значение коэффициента подъемной силы достаточно велико и достигает в отдельных случаях $\xi_z = 0,43$. Эти изменения ξ_z вызывают наряду с пульсацией скоростей вертикальные колебания зерна в восходящем потоке, если считать, что большинство зерен, взвешенных в потоке, находится в начальном положении (фиг. 158), как это показали предварительные опыты в ВИСХОМ.

Для того чтобы установить степень изменения ξ в зависимости от веса (а следовательно, и размера) отдельных зерен, были подвергнуты испытанию три модели тяжелого зерна со средним весом 52,7 мг и три модели легкого зерна со средним весом зерна 12,4 мг.



Фиг. 162. Коэффициент подъемной силы и лобового сопротивления для тяжелого зерна пшеницы в зависимости от угла поворота вокруг длинной оси зерна

Как видно на фиг. 160 и 161, величины коэффициентов лобового сопротивления для тяжелого и легкого зерна весьма мало различаются между собой.

Действительно, средняя из приведенных определений величина ξ_x для $\beta = 0^\circ$ равна:

| | | |
|------------------------|---------------------|-----------------|
| для тяжелого зерна при | $\alpha = 0^\circ$ | $\xi_x = 0,574$ |
| „ легкого „ „ | $\alpha = 0^\circ$ | $\xi_x = 0,571$ |
| „ тяжелого „ „ | $\alpha = 90^\circ$ | $\xi_x = 0,072$ |
| „ легкого „ „ | $\alpha = 90^\circ$ | $\xi_x = 0,103$ |

Таким образом для $\alpha = 0^\circ$ величины ξ_x для тяжелого и легкого зерна полностью совпадают, что, однако, не определяет собой одинаковых взвешивающих скоростей, которые для легкого зерна меньше вследствие их меньшего веса (см. табл. 18).

При очистке зерна воздушным потоком, например в каналах сепараторов или дуоаспираторов, отдельные зерна в струе, подвергаясь ударам со стороны соседних зерен, могут принимать любые положения относительно потока.

Предполагая все положения зерен в потоке равновероятными в пределах α от 0 до 360° , мы можем найти среднюю величину коэффициента лобового сопротивления. Для этого достаточно планиметрировать графики, изображен-

ные на фиг. 160 и 161, и разделить найденную площадь на длину диаграммы от 0 до 360°.

Полученные таким образом средние величины ξ_x равны с округлением до 0,01:

| | |
|--|----------------|
| для тяжелого зерна при $\beta = 0^\circ$ | $\xi_x = 0,41$ |
| „ легкого „ „ $\beta = 0^\circ$ | $\xi_x = 0,41$ |
| „ тяжелого „ „ $\beta = 45^\circ$ | $\xi_x = 0,38$ |
| „ легкого „ „ $\beta = 45^\circ$ | $\xi_x = 0,52$ |

Величины эти также мало разнятся друг от друга, вследствие чего можно заключить, что различие во взвешивающих скоростях воздуха для различных зерен вызывается не столько аэродинамическими свойствами их, сколько отношением между весом (G) и обтекаемой площадью поперечного сечения зерна (F), как это видно, например, из выражения (21—1).

Задача очистки зерна в воздушных каналах сепараторов, дуоаспираторов, обоечных и других подобных машин заключается в уносе воздушным потоком только посторонних примесей, частей обрушенного зерна и легких зерен, не имеющих мукомольной ценности, в камеры для осаждения отходов. Если скорость воздуха в каналах этих машин будет низка, то мы не получим достаточно полной очистки, но при чрезмерном повышении скорости будут потери ценного зерна, которое будет унесено потоком в отходы.

Регулировка сепараторов и других подобных машин, подбор количества воздуха, подлежащего аспирации из них, заключается именно в установлении такой оптимальной скорости, при которой мы имели бы максимальное отделение отходов и минимальные потери ценного для целей переработки в муку и крупу зерна.

Наибольшим абсолютным весом зерна пшеницы, при котором оно не имеет особой мукомольной ценности, можно считать около 10 мг.

Лучшим для этих машин случаем надо считать такой, при котором скорость в канале весьма близка к взвешивающей, будучи ниже ее на весьма небольшую величину, что обеспечит выпадение зерен из вертикального канала и унос максимального количества отходов. Определяя эту скорость, следует во избежание уноса зерна ориентироваться на наибольший коэффициент его лобового сопротивления и на минимальный абсолютный вес зерна, имеющего ценность для целей переработки.

Принимая по изложенным работам за наибольшую среднюю величину значение

$$\xi_x = 0,52$$

и вес зерна

$$G = 10 \text{ мг} = 0,00001 \text{ кг},$$

мы можем определить предел скорости воздуха в каналах зерноочистительных машин для наиболее распространенной культуры — пшеницы.

Для этого воспользуемся выражением (21—6), приравняв лобовое сопротивление (P_x) зерна к весу его; при этом

$$v_s = \sqrt{\frac{G}{\xi_x u^3}}.$$

Если же вместо объема (u) подставить его выражение через уд. вес зерна ($\gamma_z \cong 1300 \text{ кг/м}^3$):

$$u = \frac{G}{\gamma_z},$$

то предел допустимой скорости стандартного воздуха ($\rho = 0,122$) будет равен

$$v_s = 2,86 \gamma_3^{\frac{1}{3}} \sqrt{\frac{1}{\xi_x} \frac{G^3}{\xi_x}}.$$

При значениях ξ_{x1} , G и γ_3 , принятых нами,

$$v_s = 2,86 \times 1300^{\frac{1}{3}} \sqrt{\frac{0,00001^{\frac{1}{3}}}{0,52}} = 6,3 \text{ м/сек.}$$

Таким образом допустимой скоростью в воздушных каналах сепараторов и других машин следует считать округленно 6 м/сек.

Действительно, независимо от приведенных соображений Саймон¹ на основании своего опыта машиностроения в этой области рекомендует для этих случаев скорость воздуха, не превышающую 6 м/сек. Однако для коротких каналов, например каналов предварительного продувания в сепараторах, длина которых менее амплитуды колебания зерна во взвешивающем его потоке, следует брать несколько меньшую скорость, а именно 4—5 м/сек., чтобы предупредить возможность случайного уноса зерна в отходы при подъеме его во время колебаний выше верхней кромки канала. Эту величину скорости следует применять при каналах, имеющих высоту менее 0,4—0,5 м.

Зная сечение каналов и величину допустимой скорости, мы можем определить количество воздуха, подлежащего отсасыванию от этой группы машин.

Определяя низший предел скорости воздуха для воздуховодов пневматического транспорта, необходимо ориентироваться, противоположно указанному выше, на наименьший коэффициент лобового сопротивления зерна и на максимальный абсолютный вес его.

Не останавливаясь на специальных установках для пневматического транспортирования, укажем только, что транспортирующая скорость воздуха во избежание осаждения материалов и засорения труб обычно принимается равной в пределах от 1,3 до 2,5 раз большей, чем скорость взвешивания. Однако и это большое превышение скорости не всегда гарантирует, как будет показано ниже, от осаждения материалов, особенно в горизонтальных воздуховодах.

Выбирая при проектировании вентиляционной сети скорость воздуха в трубах, необходимо сообразоваться с характером пыли, отсасываемой от аспирируемых машин. Так например, для воздуховодов, аспирирующих машины размольного отделения, следует принимать скорости воздуха не менее 6 м/сек., несмотря на то что взвешивающая скорость для достаточно крупных частиц мучной пыли с размером поперечника в 0,5 мм равна всего 2,6 м/сек. (табл. 17). Но для воздуховодов, например, элеватора, несущих воздух, запыленный минеральными частицами таких же размеров, следует принимать скорость не менее 10 м/сек., ибо взвешивающая скорость для этого случая равна уже примерно 4 м/сек.

● Пример 43. Какое количество воздуха в м³/мин. должен перемещать вентилятор, присоединенный к воздуховоду диаметром 300 мм, транспортирующему отруби, уд. вес которых равен 1200 кг/м³, а размеры наиболее крупных частиц 2,5 × 2,5 × 0,25 мм?

¹ Саймон. Физические основы мукомольного производства, 1932.

• Решение. Подлежащее перемещению количество воздуха равно

$$Q = 60 \frac{\pi D^2}{4} v = 60 \frac{3,14 \times 0,3^2}{4} v = 4,24 v \text{ м}^3/\text{мин},$$

где v — транспортирующая скорость в м/сек, равная, по Блессу,

$$v = 4 \sqrt{H_0} = 4 \sqrt{1,3 \gamma_m d}.$$

Объем наиболее крупной отрубинки равен $2,5 \times 2,5 \times 0,25 = 1,56 \text{ мм}^3$. Диаметр эквивалентного шара

$$d = \sqrt[3]{\frac{6 \times 156}{3,14}} = 1,44 \text{ мм}.$$

Следовательно

$$v = 4 \sqrt{1,3 \times 1,2 \times 1,44} = 5,98 \text{ м/сек.}; Q = 4,24 \times 5,98 \cong 25,4 \text{ м}^3/\text{мин}.$$

2. Скорость движения транспортируемых частиц и распределение их по сечению воздуховода. Даже в том случае, когда скорость воздуха в трубе (v_m) значительно превышает взвешивающую скорость (v_s), скорость частиц транспортируемого материала (v_m) или частиц взвешенной в потоке пыли не равна скорости воздуха; она меньше ее, что увеличивает интенсивность вихреобразования и повышает потери напора в трубе. Представление о скорости движения частиц, транспортируемых воздушным потоком при $v_m > v_s$, можно получить из общего выражения аэродинамической силы, действующей на частицы:

$$P = \xi F \frac{\rho}{2} (v_m - v_m)^2. \quad (21-3)$$

Из соображений краткости написания обозначим постоянную в наших рассуждениях величину $\xi F \frac{\rho}{2}$ через a , т. е. примем

$$a = \xi F \frac{\rho}{2}. \quad (21-8)$$

Тогда

$$P = a (v_m - v_m)^2.$$

Для вертикального воздуховода или канала сепаратора по основному ньютоновскому уравнению динамики (произведение из массы тела на его ускорение равно сумме действующих на тело сил) можно написать

$$m \frac{dv_m}{dt} = a (v_m - v_m)^2 - mg, \quad (21-9)$$

где m — масса частицы, а g — ускорение силы тяжести.

Если при относительно большом превышении скорости в трубе величины скорости взвешивания (как это имеет место в вентиляционных воздуховодах) и небольшом весе частиц (например, пылинок или легких отходов) не принимать во внимание влияния силы тяжести, то уравнение движения можно написать в следующем виде:

$$m \frac{dv_m}{dt} = a (v_m - v_m)^2. \quad (21-10)$$

Проф. Трефц ¹ (1924 г.) проверял возможность применения этого приближенного уравнения для горизонтального воздуховода, сопоставляя результаты вычислений по этому уравнению с опытными данными, полученными

¹ См. указанную выше работу Гастерштэда, приложения, стр. 96--100.

Гастерштэдом. Из приводимых Трефтом сопоставлений видно, что даже при v_m , превышающей v_s всего лишь на 18% ($v_m = 33$ м/сек, $v_s = 28$ м/сек), уравнение это дает результаты, почти не отличающиеся от получаемых опытным путем. Для пшеницы при $v_m = 20$ м/сек., $v_s = 10$ м/сек., измерение скорости путем фотографирования движущихся зерен дало величину $v_m = 17,1$ м/сек. Такую же величину, отличающуюся в наихудшем случае не более чем на 16%, дает и расчет по ур-нию (21—10). Эти данные указывают на возможность пользования приближенным уравнением движения для целей практических расчетов.

Интегрируя это уравнение:

$$m \int \frac{dv_m}{(v_m - v_s)^2} = a \int dt + C_1,$$

получим

$$\frac{m}{v_m - v_s} - at = C_1.$$

Так как при $t = 0$ и $v_m = 0$, то $C_1 = \frac{m}{v_m}$.

Откуда

$$v_m = \frac{atv_m^2}{m + atv_m}. \quad (21-11)$$

По этому уравнению можно определить скорость частицы в конце заданного промежутка времени. Для того чтобы получить величину v_m в зависимости от длины пути, пройденного ею в воздуховоде (l), подставим в полученное выражение

$$v_m = \frac{dl}{dt}$$

и полученное уравнение:

$$\frac{dl}{dt} = \frac{atv_m^2}{m + atv_m}$$

вторично интегрируем:

$$av_m^2 \int \frac{tdt}{m + atv_m} = l + C_2,$$

определив постоянную интегрирования из начальных условий ($l = 0$ при $t = 0$). При этом получим

$$l = v_m t + \frac{m}{a} \ln \frac{m}{m + av_m t}.$$

Исключим из этого уравнения t , подставив его значение, найденное из выражения (21—11):

$$t = \frac{mv_m}{av_m(v_m - v_s)}.$$

Тогда

$$l = \frac{m}{a} \left[\frac{v_s}{v_m - v_s} + \ln \left(1 - \frac{v_s}{v_m} \right) \right].$$

Разлагая $\ln \left(1 - \frac{v_s}{v_m} \right)$ в ряд, получим

$$\ln \left(1 - \frac{v_s}{v_m} \right) = -\frac{v_s}{v_m} - \frac{v_s^2}{2v_m^2} - \frac{v_s^3}{3v_m^3} \cdot \dots$$

Этот ряд сходится, так как $-1 < \frac{v_m}{v_m} < 1$.

Если учесть только первый член этого ряда, то получим приближенное выражение

$$l = \frac{m}{a} \left(\frac{v_m}{v_m - v_m} - \frac{v_m}{v_m} \right),$$

погрешность которого тем меньше, чем меньше $\frac{v_m}{v_m}$.

Решая это уравнение относительно искомой v_m , получим

$$v_m = \frac{v_m}{0,5 \pm \sqrt{0,25 + \frac{m}{al}}}$$

или, подставив значение a из (21—8):

$$v_m = \frac{v_m}{0,5 + \sqrt{0,25 + \frac{2m}{\xi \rho F l}}} \quad (21-12)$$

Скорость частицы в потоке можно также выразить в зависимости от величины взвешивающей скорости; из выражения (18—7) при $P = G = mg$ находим, что

$$\frac{2m}{\xi \rho F} = \frac{v_s^2}{g} = 0,102 v_s^2,$$

откуда

$$v_m = \frac{v_m}{0,5 + 0,32 \sqrt{2,45 + \frac{v_s^2}{l}}} \quad (21-13)$$

Как видно из ур-ний (21—11) и (21—13), скорость частицы непостоянна и растет с увеличением времени или длины пути, проходимого в воздуховоде. Только при бесконечно длинной трубе ($l = \infty$) скорость частицы в конце ее становится равной скорости воздуха в трубе, как это видно из ур-ния (21—13), знаменатель которого при $l = \infty$ превращается в единицу.

В действительности нарастание скорости не идет непрерывно, так как частицы ударяются друг о друга, о стенки воздуховода, тормозятся при поворотах, изменяют свою скорость при поперечных колебаниях в трубе, замедляя скорость у стенок и ускоряя ее на оси потока.

• Пример 44. Определить скорость частиц мучной и элеваторной минеральной пыли, имеющих поперечный размер 0,5 мм, если скорость движения воздуха в трубе равна 5 м/сек. Построить график изменения скорости по оси прямой трубы длиной 25 м.

• Решение. По табл. 17 при поперечнике 0,5 мм

для мучной пыли $v_s = 2,6$ м/сек.
 „ минеральной пыли $v_s = 4,0$ „

Для построения графика определим скорости частиц в следующих сечениях трубы: 1; 2; 5; 10; 15 и 25 м.

Расположим вычисления следующим образом:

| | l | 1 | 2 | 5 | 10 | 15 | 25 м |
|----------------------|-------------------|------|------|------|------|------|--------------------------|
| Для мучной пыли | $\frac{v_s^2}{l}$ | 6,75 | 3,38 | 1,35 | 0,68 | 0,45 | 0,27 м/сек. ² |
| $v_s = 2,6$ м/сек. | v_m | 3,40 | 3,94 | 4,45 | 4,69 | 4,79 | 4,87 м/сек. |
| Для элеваторной пыли | $\frac{v_s^2}{l}$ | 16,0 | 8,0 | 3,2 | 1,6 | 1,07 | 0,64 м/сек. ² |
| $v_s = 4,0$ м/сек. | v_m | 2,66 | 3,26 | 3,96 | 4,37 | 4,53 | 4,7 м/сек. |

По этим данным строим кривые $l-v_m$. (Результат: фиг 163.)

Как видно из кривых, представленных на фиг. 163, скорость взвешенных в потоке частиц быстро нарастает и затем асимптотически приближается к своему пределу.

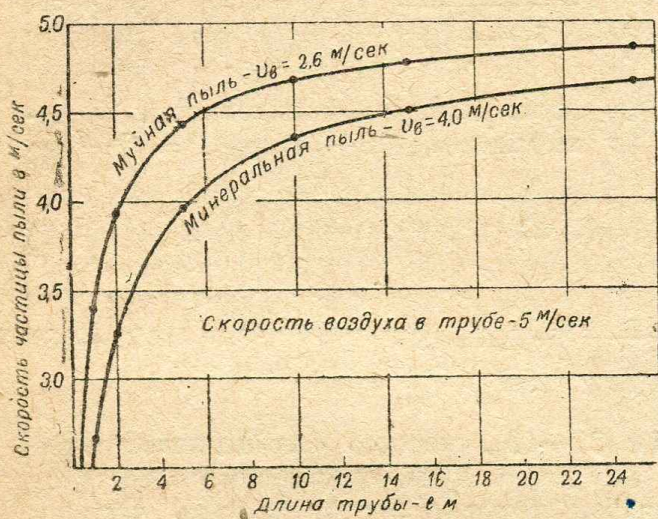
Определение v_m по выражению (21—13) до крайности упрощается при пользовании кривой, представленной на фиг. 164, дающей для заданных v_s и l значение $\frac{v_m}{v_t}$.

В процессе определения v_m мы уже указывали, что получаемое выражение скорости неточное, что обусловлено, с одной стороны, учетом только первого члена разложения $\ln \left(1 - \frac{v_m}{v_t} \right)$ в ряд, а с другой, — пренебрежением силой тяжести частицы.

Вполне возможно учесть влияние силы тяжести так, как это делают при рассмотрении вопросов теории пневматического транспортирования¹. Однако это приводит к громоздким выкладкам, сложность которых не оправдывается получаемыми результатами. Кроме силы тяжести, не учитывается ряд других

сил, например, центробежных при закрученном в большинстве случаев потоке или подъемных сил, возникающих при вращении обдуваемой потоком частицы.

Так например, учитывая влияние силы тяжести при $v_t < v_s$, проф. Спиваковский предлагает траекторию скачкообразной, как схематически представлено на фиг. 165, образующейся под действием двух ускорений, силы тяжести G и аэродинамической силы P . Однако и при $v_t > v_s$, как это обычно имеет место в вентиляционных и транспортирующих воздуховодах, влияние даже незначительных сил тя-



Фиг. 163. Изменение скорости движения частицы пыли с поперечным размером 0,5 мм по длине трубы

жести все же должно сказаться, и частицы в итоге должны осесть на нижнюю поверхность воздуховода и, возможно, двигаться, перекатываясь по ней, увлекаясь потоком воздуха.

Гастерштэdt, рассматривая сделанные им моментальные стереоскопические снимки движущегося в стеклянной трубе материала, заключает „... что вообще материал равномерно распределяется по всему сечению трубы, но что в нижней половине он немного сгущается. Это выступает тем сильнее, чем больше приближаются к верхнему пределу нагрузки материала и к нижнему пределу рабочей скорости“².

Таким образом Гастерштэdt устанавливает по существу не вполне равномерное распределение материала по сечению трубы. Рассматривая на других фотографиях отрезки путей зерна за 1/1500 сек. (длина пути всего 10—13 мм), Гастерштэdt, не улавливая значительных отклонений от направления, параллельного стенке трубы (что почти невозможно на таком коротком пути), делает вывод: „... таким образом нельзя установить влияния силы тяжести на движение зерна, несмотря на горизонтальное положение трубы“³.

¹ См., например, проф. Козьмин П. А., Элеваторы, транспортеры и конвейеры, стр. 355—361 М. 1929, или проф. Спиваковский А. О., Конвейерные установки, ч. IV, стр. 333—338, Харьков 1935.

² Гастерштэdt, там же, стр. 88.

³ Гастерштэdt, там же, стр. 95.

Действительно, таким способом установить влияние силы тяжести в данном явлении невозможно. При изменении же методики наблюдений влияние сил тяжести обнаруживается весьма ясно. Кроме того, выявляется значительное влияние центробежных сил, возникающих при закручивании потока.

В ЦАГИ инж. Калинушкиным¹ определялось пылесодержание в 13 точках вертикального диаметра горизонтальной трубы ($D = 270$ мм). При этом было установлено, что в потоке, выпрямленном при помощи специальной решетки,

пылесодержание в нижних точках диаметра значительно превышает наблюдающееся в верхних его точках.

Распределение пыли (пылевое поле по аналогии со скоростным) по вертикальному диаметру показано на фиг. 166 для меньшей и на фиг. 167 для большей скорости при одной и той же весовой концентрации смеси (S), под которой подразумевается отношение веса материала, транспортируемого в единицу времени, к весу воздуха, протекающего за то же время.

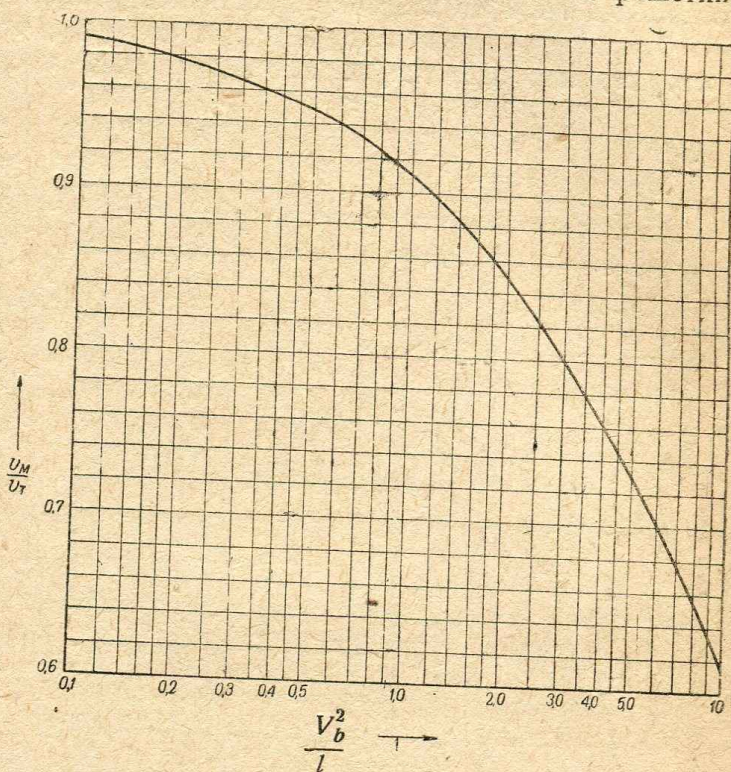
По вертикалям данных диаграмм отложены количества пыли, уловленные за 30 сек. пылемером с заборным отверстием, имеющим диаметр

10 мм. Как видно из этих кривых, основная масса транспортируемых потоком частиц продвигается по нижней поверхности воздуховода, прилегая на части окружности непосредственно к стенке его и увеличивая таким образом потери на трение. Очевидно, только наиболее мелкие частицы продвигаются в верхних частях трубы, поддерживаясь вихревыми движениями в потоке.

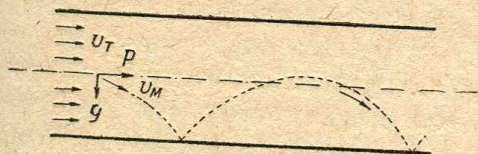
Такое распределение частиц в потоке объясняет парадоксальный на первый взгляд факт отложения пыли на нижних поверхностях стенок мельничных и элеваторных воздухопроводов даже при высоких скоростях движения в них воздуха. Частицы увлекаемой потоком пыли, продвигаясь

взрыхленной массой непосредственно по нижней поверхности трубы, тормозятся каждой неровностью ее (даже мельчайшей) и, задерживаясь у этих неровностей, постепенно образуют достаточно плотный и растущий далее слой пыли. Этот слой, уменьшая сечение трубы, резко повышает ее сопротивление, понижает количество аспирируемого воздуха и ухудшает, а нередко и прекращает действие вентиляционной установки.

¹ М. П. Калинушкин, Пневматический транспорт, 1936, Труды ЦАГИ, вып. 266.



Фиг. 164. Скорость транспортируемой потоком частицы материала (V_m) в зависимости от скорости движения воздуха в трубе (V_b), взвешивающей скорости (V_b) и длины трубы (l)

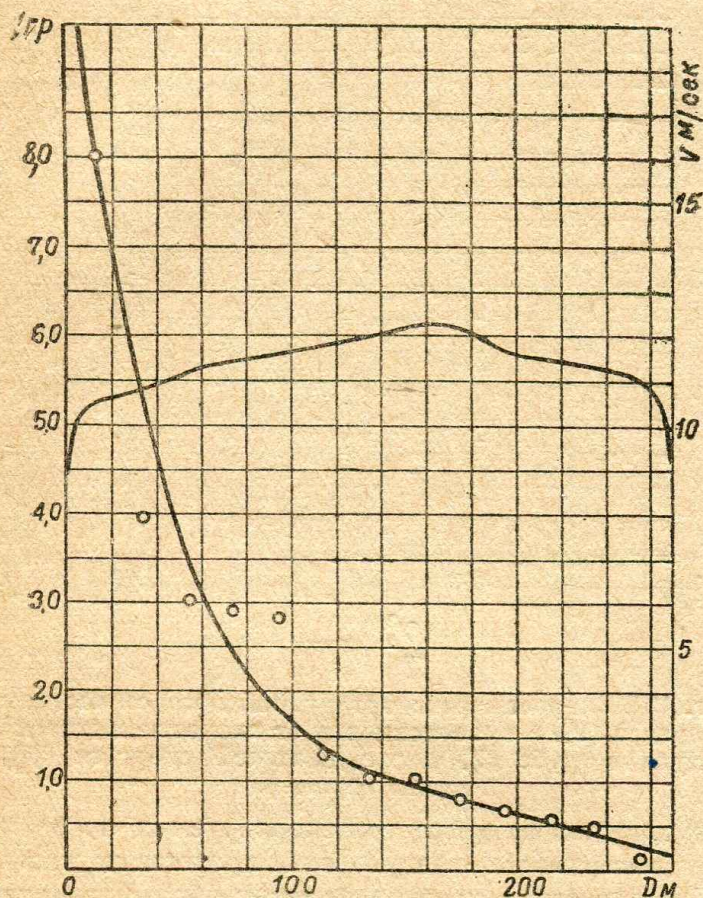


Фиг. 165. Предполагаемая при учете сил тяжести скачкообразная траектория частицы, движущейся в горизонтальном воздуховоде

Характерное в этом случае расположение отложений пыли схематически показано на фиг. 168,а. Отложения накапливаются на нижних поверхностях воздуховода, сплющивая постепенно его круглое сечение. Такое расположение осевшей пыли характерно, как показывают наблюдения за воздуховодами в производственной обстановке, преимущественно для труб элеваторов и зерноочистительных отделений.

Наряду с этим наблюдаются, большей частью в размольных отделениях, отложения пыли по всей окружности воздуховода (фиг. 168,б).

Фиксация пылевых полей в ЦАГИ показала, что при закрученном потоке, который, как известно, может наблюдаться после каждого колена, пылевое



Фиг. 166. Пылевое и скоростное поле по вертикальному диаметру горизонтального воздуховода при выпрямленном потоке ($S=0,1$; $V=10,8$ м/сек)

поле становится близким к симметричному, получая вогнутость у оси трубы, как показано на фиг. 169 и 170.

Центробежные силы, возникающие в закрученном потоке, отжимают частицы к стенкам трубы, причем частицы прилегают к ним уже по всей окружности, что должно увеличить потери напора на трение по сравнению с выпрямленным запыленным потоком.

Одновременно с влиянием центробежных сил продолжает в этом случае сказываться и влияние сил тяжести, что видно по вытянутой более крутой нижней ветви пылевого поля и по смещению точки минимальной запыленности книзу от центра воздуховода (фиг. 169 и 170).

Непосредственное прилегание основной массы пыли к стенкам воздуховода при малейшей конденсации на их внутренних поверхностях вызывает налипание

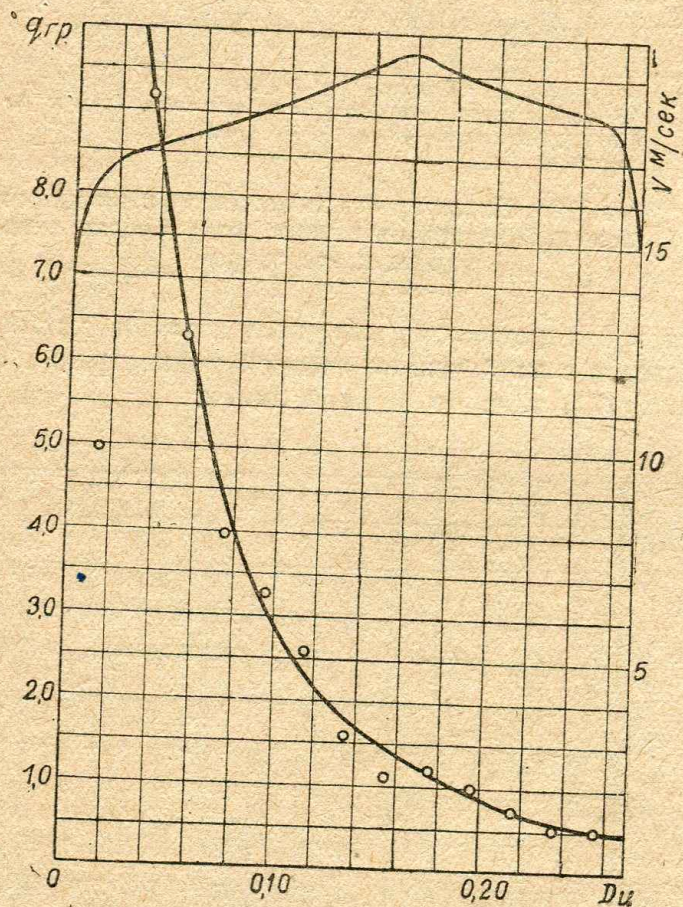
слоев пыли по всей окружности трубы и создает картину распределения отложений, схематически изображенную на фиг. 168,б, часто наблюдаемую в воздуховодах размольного отделения.

Изложенный здесь характер распределения транспортируемой воздухом пыли по сечению трубы дает важные указания для методики испытания вентиляционной сети, в частности для определения запыленности воздуха в трубах. Приведенные пылевые поля показывают, что получить представление о действительной запыленности воздуха в трубе по одному-двум замерам ни в коем случае нельзя, точно так же как нельзя определить среднюю скорость воздуха по одному ее замеру. Пылевое поле более неравномерно, чем скоростное для турбулентного потока. Для построения его требуется во всяком случае не меньшее количество точек, а, пожалуй, большее, чем для построения скоростного поля, что далеко не всегда учитывается при испытаниях вентиляционной сети.

В связи с распределением частиц в сечении воздуховода следует кратко рассмотреть вопрос о допустимых при транспортировании весовых концентрациях смеси.

Как видно из сопоставления фиг. 169 и 170, при увеличении концентрации смеси ($S=0,1$ и $S=0,2$) количество пыли, продвигающейся в непосредственном прилегании к нижней поверхности воздуховода, растет примерно пропорционально S . В соответствии с этим при чрезмерном повышении величины S слой пыли у стенки может настолько уплотниться, что дальнейшее передвижение его станет невозможным, что приведет к постепенной закупорке трубы. Это явление менее опасно для более крупных, округленных, легко перекачиваемых частиц (как, например, зерно) и более опасно для пылевидных, легко сцепляющихся и слипающихся материалов.

В то время как в практике пневматических установок, транспортирующих пшеницу, встречаются такие большие величины S , как 20, а в отдельных



Фиг. 167. То же при $V=17,26$ м/сек

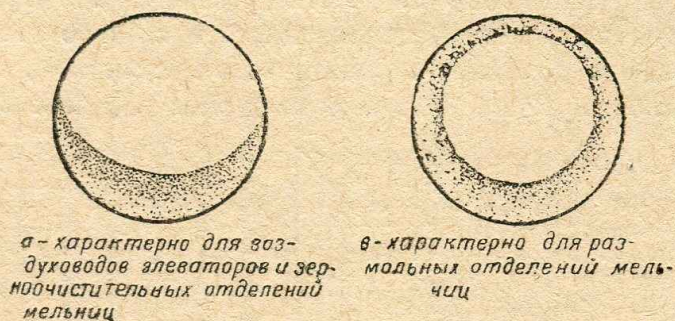
случаях до 40, для мучной пыли, огрубей, легких отходов, стружки, опилок, древесной и пробочной муки и крупки величина концентрации обычно колеблется в пределах от $S=0,1$ до $S=0,5$. Нижний предел употребляется при скоростях воздуха, незначительно превышающих взвешивающую, верхний — при скоростях в трубе, в 2—3 раза больших взвешивающей.

§ 3. Потери напора при движении запыленного воздуха, транспортирующего сыпучие материалы. Так как транспортируемые потоком частицы движутся, как было показано, медленнее воздуха ($v_m < v_m$), то наличие их в потоке вызывает усиление вихреобразования. Совершенно понятно, что потери энергии на усиленное вихреобразование растут с увеличением количества частиц, взвешенных в единице объема потока. Кроме того, потери напора для запыленного воздуха растут по сравнению с потерями для чистого воздуха также потому, что как при выпрямленном, так и при закрученном потоке основная масса наиболее крупных и тяжелых частиц продвигается, скользя непосредственно по стенкам воздуховода.

Если обозначить через H_{nm}^M и λ_m потери напора и коэффициент сопротивления трубы для воздуха, несущего частицы какого-либо сыпучего материала, то в общем виде:

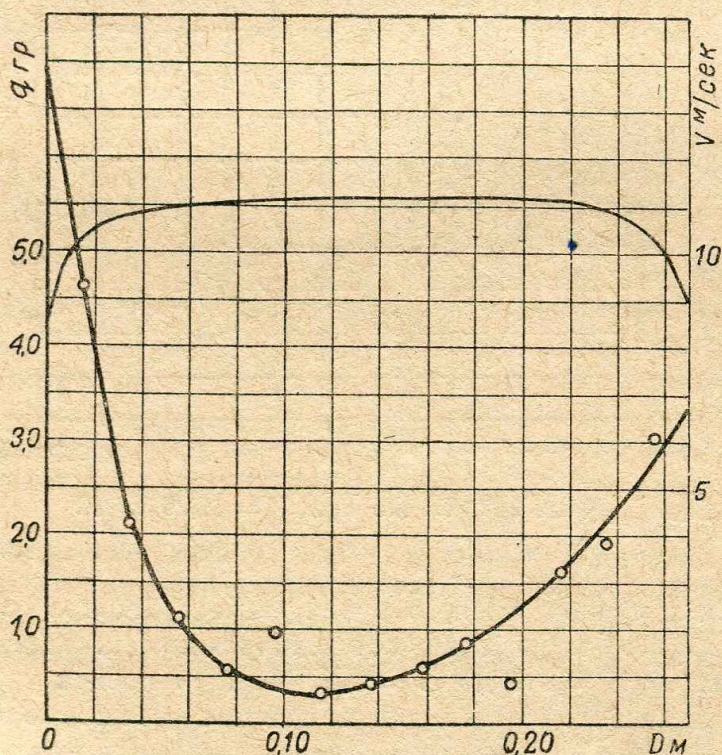
$$H_{nm}^M = \sigma H_{nm} \text{ и } \lambda_m = \sigma \lambda, \quad (21-14)$$

где H_{nm} и λ — те же величины для чистого воздуха, а σ — коэффициент увеличения потерь, больший единицы.



Фиг. 168. Характер расположения пылевых отложений в горизонтальных воздуховодах мельниц и элеваторов

Гастерштэdt в цитированном уже исследовании установил, что коэффициент потерь растет с увеличением весовой концентрации смеси так, как это показано на фиг. 171, т. е. по прямой линии.



Фиг. 169. Пылевое и скоростное поле по вертикальному диаметру горизонтального воздуховода при закрученном потоке ($S = 0,1$; $V = 105$ м/сек)

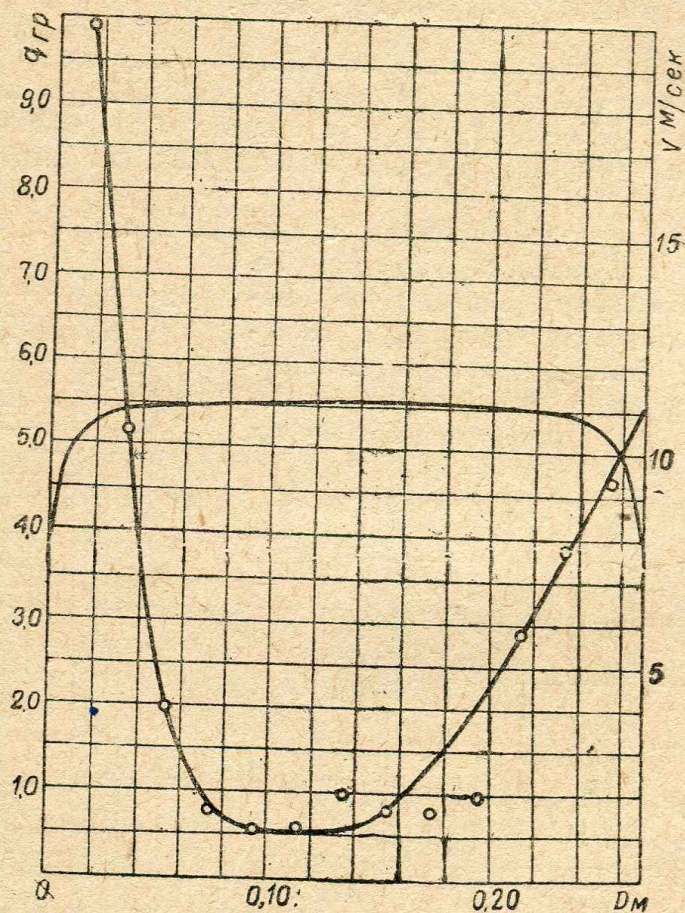
Величина σ , как видно на фиг. 171, также растет по мере уменьшения скорости воздуха и по мере приближения ее к взвешивающей скорости, что Гастерштэdt объясняет более интенсивным соприкосновением материала со стенками трубы, т. е. увеличением неравномерности пылевого поля и вызываемыми этим потерями на трение частиц о поверхность воздуховода. При

скоростях, в два и более раза превосходящих взвешивающую, влияние скорости становится менее заметным.

Из фиг. 171 ясно, что σ можно выразить следующим образом:

$$\sigma = 1 + S \operatorname{tg} \alpha, \quad (21-15)$$

где α — угол наклона прямой $\sigma - S$ (при равенстве масштабов осей координат), получаемый в результате эксперимента и зависящий от отношения



Фиг. 170. То же при $S = 0,2$

между скоростями воздуха, фактической в трубе и взвешивающей; кроме того, α несколько зависит от концентрации смеси, имея тенденцию уменьшаться с уменьшением S .

В опытах Гастерштэда величина $\operatorname{tg} \alpha$ изменялась в пределах от 0,24 до 0,53, увеличиваясь при скоростях, приближающихся к взвешивающей и несколько повышаясь с увеличением S , как это видно из следующих данных, исчисленных нами по результатам экспериментов Гастерштэда над пшеницей (взвешивающая скорость равна 9,8 м/сек.):

Скорость воздуха

| | |
|-------------------|--|
| $v = 12,8$ м/сек. | $\left\{ \begin{array}{l} S = 0,91 \\ \operatorname{tg} \alpha = 0,53 \end{array} \right.$ |
| $v = 14,1$ м/сек. | $\left\{ \begin{array}{l} S = 0,91 - 2,02 \\ \operatorname{tg} \alpha = 0,45 - 0,55 \end{array} \right.$ |
| $v = 16,1$ м/сек. | $\left\{ \begin{array}{l} S = 2,40 - 3,56 - 3,74 - 5,15 - 6,95 - 12,6 - 15,0 \\ \operatorname{tg} \alpha = 0,38 - 0,44 - 0,44 - 0,44 - 0,42 - 0,45 - 0,43 \end{array} \right.$ |
| $v = 18,2$ м/сек. | $\left\{ \begin{array}{l} S = 1,51 - 2,51 - 3,97 - 5,45 - 7,60 - 14,6 \\ \operatorname{tg} \alpha = 0,34 - 0,28 - 0,34 - 0,34 - 0,35 - 0,36 \end{array} \right.$ |
| $v = 21,4$ м/сек. | $\left\{ \begin{array}{l} S = 1,49 - 2,91 - 4,72 - 6,27 \\ \operatorname{tg} \alpha = 0,28 - 0,30 - 0,30 - 0,31 \end{array} \right.$ |

$$v = 24,2 \text{ м/сек.} \quad \left\{ \begin{array}{l} S = 1,32 - 2,44 - 4,30 \\ \operatorname{tg} \alpha = 0,27 - 0,29 - 0,28 \end{array} \right.$$

$$v = 27,3 \text{ м/сек.} \quad \left\{ \begin{array}{l} S = 1,16 - 2,11 - 3,66 - 4,77 \\ \operatorname{tg} \alpha = 0,25 - 0,24 - 0,28 - 0,29 \end{array} \right.$$

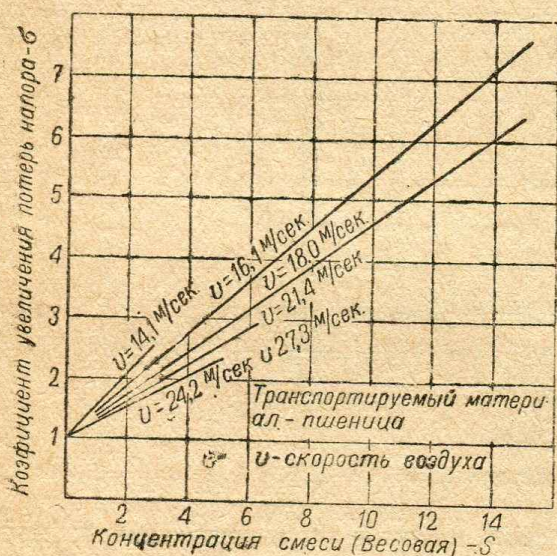
Таким образом коэффициент сопротивления трубы, несущей запыленный воздух или транспортирующей какой-либо материал, равен, по Гастерштэду

$$\lambda_m = \lambda (1 + S \operatorname{tg} \alpha), \quad (21-16)$$

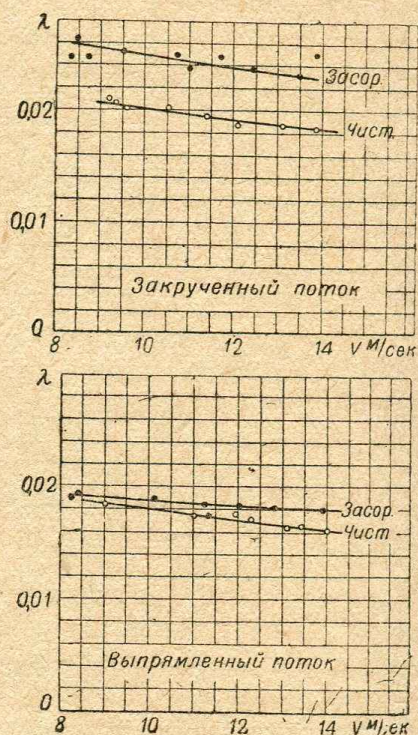
где λ — коэффициент сопротивления для чистого воздуха.

Позднейшие исследования этого вопроса в ЦАГИ¹ показали, что величина коэффициента увеличения потерь (σ) зависит от состояния потока (выпрямленный или закрученный), т. е., следовательно, от характера пылевого поля.

На фиг. 172 показано изменение σ в зависимости от скорости для выпрямленного и закрученного потоков. Из приведенных диаграмм видно, что коэффициент сопротивления трубы при закрученном потоке выше, чем при выпрямленном. Так например, при скорости, равной 10 м/сек. для выпрямленного потока



Фиг. 171. Увеличение потерь напора в зависимости от весовой концентрации смеси и скорости движения воздуха



Фиг. 172. Зависимость коэффициента увеличения потерь для запыленного воздуха от состояния потока (древесные опилки $S=0,1$, диаметр трубы—270 мм)

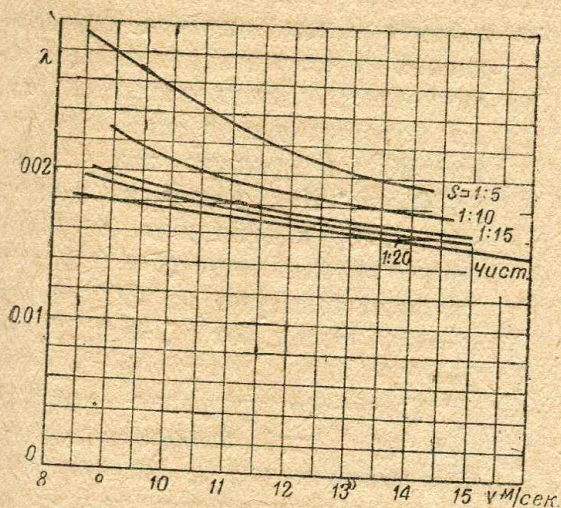
$\lambda = 0,019$, а для закрученного — $\lambda = 0,025$, т. е. примерно на 30% выше. Такое повышение вызвано симметричным пылевым полем, т. е. прижатием центробежной силой основной массы частиц к стенкам воздуховода.

В производственных условиях в подавляющем большинстве случаев поток закручен вследствие наличия способствующих этому фасонных деталей.

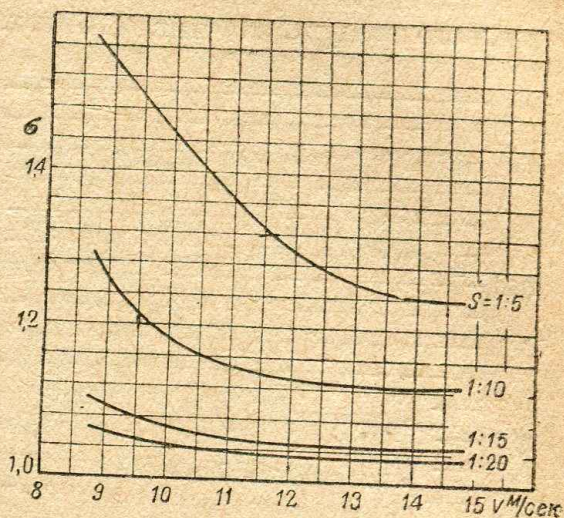
В ЦАГИ для случая закрученного потока найдено, что с увеличением весовой концентрации λ особенно растет (фиг. 173) при понижении скорости воздуха в трубе и при приближении ее к величине взвешивающей скорости. Этот факт подтверждает выводы Гастерштэда.

¹ См. работу инж. Калинушкина, вып. 266 Трудов ЦАГИ, 1936, а также работу того же автора в вып. 168, 1933.

Следует отметить, что коэффициент увеличения потерь падает с повышением скорости лишь до известного предела, оставаясь после $v = 12,5$ м/сек. практически постоянным для $S = 0,1$ и меньше. Для больших концентраций этот предел скорости несколько выше. Например, для $S = 0,2$ постоянство σ наступает после $v = 14,5$ м/сек. (фиг. 174).



Фиг. 173. Влияние весовой концентрации смеси на величину коэффициента сопротивления трубы (древесные опилки, $D = 270$ мм)



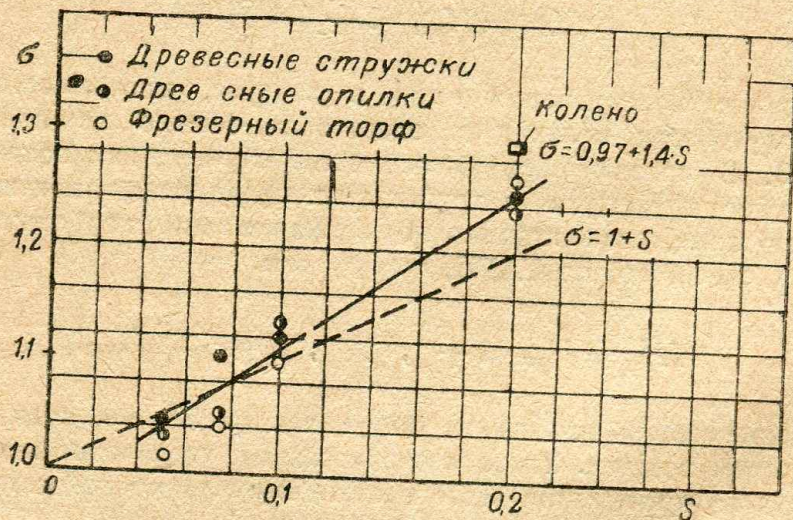
Фиг. 174. Влияние весовой концентрации смеси на коэффициент увеличения потерь в прямой трубе (древесные опилки, $D = 270$ мм)

При рассмотрении зависимости σ от S при этой скорости (фиг. 175), обнаруживается, что даже для различных по природе и крупноте материалов σ практически находится в линейной зависимости от S :

$$\sigma = 0,97 + 1,4 S.$$

(21—17)

Наиболее крупными частицами из поименованных на фиг. 175 является древесная стружка, наиболее мелкими — фрезерный торф. Для наиболее мел-



Фиг. 175. Коэффициент увеличения потерь в зависимости от весовой концентрации смеси (для малых значений S и $V = 14,5$ м/сек)

ких частиц замечается некоторое понижение σ , но настолько незначительное и не вполне определенно выраженное, что им можно пренебречь.

Таким образом для стружки опилок и пылевидных материалов можно считать

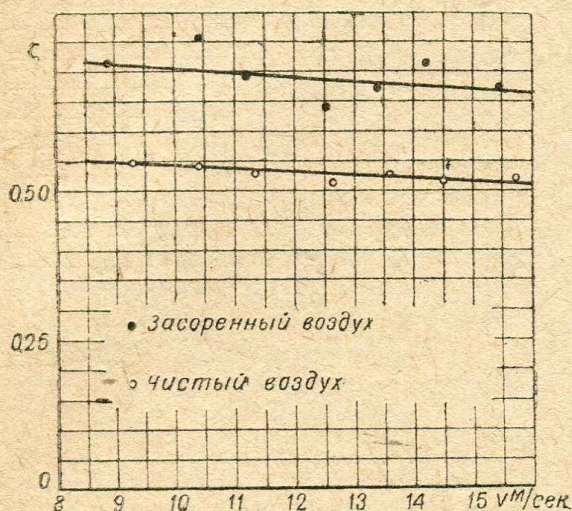
$$\sigma = 1 + 1,4 S,$$

(21—18)

округляя для практических целей постоянный член формулы (21—17).

Вывод этот соответствует также результатам работ Гастерштэда в этом направлении (21—15), причем для мелких и легких частиц $\operatorname{tg} \alpha$, по ЦАГИ, оказался, следовательно, равным 1,4.

Одновременно с изучением влияния S на λ для прямых труб в ЦАГИ было исследовано увеличение коэффициента местного сопротивления для запыленного воздуха. На фиг. 176 показано изменение коэффициента сопротив-



Фиг. 176. Увеличение коэффициента местного сопротивления при весовой концентрации смеси $S=0,2$

ления трех последовательно соединенных колен диаметром 270 мм, из которых два имели поворот на 90° и радиус закругления 1400 мм. Как видно из данных фиг. 176, коэффициент местного сопротивления при $S=0,2$ увеличился примерно на 30% (при $v=10$ м/сек. от $\zeta=0,54$ до $\zeta=0,71$).

Такое же примерно увеличение при этой концентрации наблюдается и для λ . На фиг. 175 нанесена квадратиком точка, соответствующая увеличению местного сопротивления колена, расположенная достаточно близко к точкам σ — S . Это дает основание считать влияние запыленности воздуха равнозначущим как для потерь на трение в пря-

мом воздуховоде, так и для потерь в его фасонных частях.

Это заключение позволяет учитывать повышение потерь напора при запыленном воздухе не раздельно для прямых труб и фасонных частей, а в целом для всей вентиляционной сети по следующему выражению:

$$H_{nt}^* = H_{nt} (1 + 1,4 S). \quad (21-i9)$$

Максимальные концентрации пыли в воздухе, протекающем в вентиляционных воздуховодах мельниц и элеваторов, обычно не превышают $S=0,02$ — $0,03$. В подавляющем большинстве случаев, как показывают испытания, запыленность воздуха в трубах этих предприятий меньше указанной величины. Но даже, если принять во внимание эти наибольшие величины концентрации смеси, то, по ЦАГИ, мы получим

$$H_{nt}^* = H_{nt} (1 + 1,4 \times 0,03) = 1,04 H_{nt},$$

т. е. увеличение потерь напора не более чем на 5% по сравнению с потерями при чистом воздухе. Такое незначительное увеличение нет необходимости учитывать на протяжении всего расчета вентиляционной сети. Достаточно учесть его в окончательном результате.

§ 22. СКОРОСТНЫЕ ПОЛЯ У АСПИРИРУЮЩИХ И НАГНЕТАЮЩИХ ОТВЕРСТИЙ

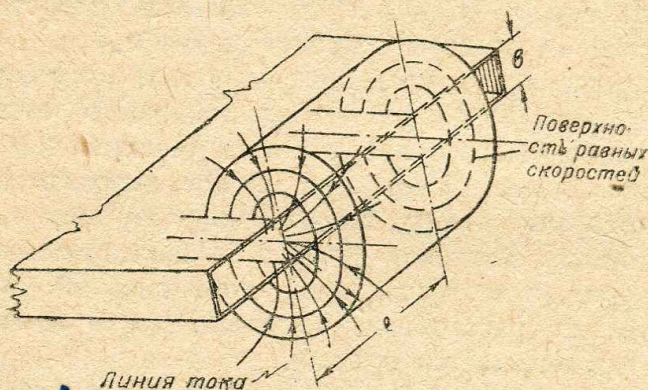
Решение одной из важнейших задач аспирации мельниц и элеваторов — обеспыливание производственных цехов — весьма затрудняется ограниченностью района действия аспирирующих отверстий.

Из предыдущего параграфа нам известно, что для увлечения частицы пыли в трубу с горизонтально расположенным всасывающим отверстием необходимо воздействовать на нее скоростью большей, чем взвешивающая скорость воздуха для данной частицы. Создание таких скоростей в сколь угодно значительной зоне аспирируемого объема требует наличия весьма больших скоростей воздуха во всасывающей трубе, скоростей, экономически нецелесообразных и в вентиляционной технике не употребляющихся. Вызывается это быстрым уменьшением скорости воздуха с увеличением расстояния от плоскости отверстия.

Так например, опыт показывает, что при начальной скорости по оси, равной 10 м/сек., на расстоянии всего лишь 200 мм от входа в круглую трубу диаметром 200 мм скорость движения воздуха уже равна 0,5 м/сек. Такое резкое уменьшение скорости воздуха становится понятным при рассмотрении условий притекания воздуха к аспирирующему отверстию трубы.

На фиг. 104 было показано, что воздух притекает ко всасывающему отверстию со всех сторон, т. е. из сферического объема, в диаметральном сечении которого лежит плоскость аспирирующего отверстия.

Рассмотрим условия притекания к длинной аспирирующей щели (фиг. 177), имеющей ширину b . Для центральной части такой щели, т. е. на длине l



Фиг. 177. Схематическое изображение линий тока и поверхностей равных скоростей у аспирирующего отверстия щелевидной формы

(фиг. 177), условия притекания воздуха к отверстию остаются вполне постоянными; они изменяются лишь у краев щели.

Если для приближенного анализа вопроса принять все направления притекания воздуха равновероятными и, следовательно, поверхности равных скоростей цилиндрическими, как это изображено на фиг. 177, то скорость на расстоянии x м от длинной оси отверстия будет равна

$$v_x = \frac{q}{S_x}, \quad (22-1)$$

где q — объем воздуха, отсасываемый щелью, в м³/сек.;

S_x — боковая поверхность цилиндра длиной l м, радиусом x м.

В данном выражении из соображений максимального упрощения приближенного вывода мы не принимаем во внимание части поверхности цилиндра, соответствующей хорде b . Поверхность эту при более точном анализе следует вычесть из общей поверхности цилиндра.

Обозначая среднюю скорость воздуха в щели через v_c , имеем

$$v_x = \frac{blv_c}{2\pi_x l} = 0,159 \frac{bv_c}{x}. \quad (22-2)$$

Для круглого аспирирующего отверстия при тех же допущениях

$$v_x = \frac{\pi D^2}{4\pi x^2} v_c = 0,0625 \left(\frac{D}{x}\right)^2 v_c. \quad (22-3)$$

Величины $\frac{x}{b}$ и $\frac{x}{D}$ представляют собой расстояния, выраженные в калибрах трубы, которые обозначим через L . Тогда для щелевидного всасывающего отверстия (ф-ла 22-2) имеем

$$v_x = 0,159 \frac{v_c}{L}; \quad (22-4)$$

для круглого всасывающего отверстия (ф-ла 22-3)

$$v_x = 0,0625 \frac{v_c}{L^2}. \quad (22-5)$$

Из полученных выражений видно, что уже на расстоянии одного калибра от всасывающего отверстия ($x=b$ или $x=D$, т. е. $L=1$) скорость воздуха составляет всего лишь около 16% для щелевидного отверстия и около 6% для круглого отверстия от средней скорости в трубе.

Простейшие рассуждения, приведенные выше, и полученные выражения показывают, что по мере отдаления от всасывающего отверстия скорость уменьшается значительно быстрее для круглого сечения, чем для щелевидной формы. Как мы увидим далее, вывод этот вполне подтверждается опытом.

Второй вывод, который можно сделать из полученных выражений, состоит в том, что скорость движения воздуха у аспирирующего отверстия не зависит от его размеров, а является при данной средней скорости в трубе функцией исключительно расстояния, выраженного в калибрах отверстия. Вывод этот также подтверждается опытом.

Следует помнить, что выражения (22-2, 22-5) — не точные, а приближенные, причем точность их уменьшается с приближением x к $\frac{D}{2}$ или $\frac{b}{2}$; при меньших значениях x , как ясно из содержания приведенных рассуждений, выражения эти не имеют смысла.

Полученные выражения v_x приведены нами для уяснения геометрической сущности явлений отсасывания воздуха из практически неограниченного объема. Непосредственный опыт вносит некоторые поправки в значения, полученные при помощи элементарных рассуждений.

Первой из опубликованных обстоятельной экспериментальной работой в этом направлении является исследование I. M. Dallavalle¹ (1932 г.), который на основании большого ряда опытов установил, что поверхности равных скоростей для отверстий одинаковой формы подобны между собой (вывод второй из выражений (22-4) и (22-5)).

Результат этот был подтвержден позднейшей работой Всесоюзного института экономики, оздоровления и организации труда² (ВЦИИЭООТ, 1934 г.), основные результаты которой приведены на фиг. 178—181.

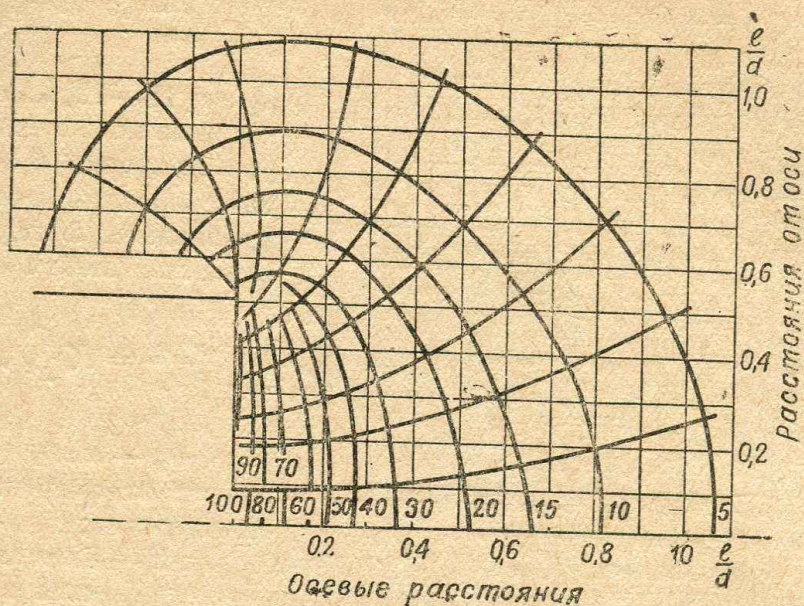
На первых трех из указанных фигур скоростные поля изображены изотаксами (линии равных скоростей) в плоскости осевых сечений трубы. Для круглых труб достаточно одного сечения, чтобы характеризовать все поле скоростей; для прямоугольных проведены изотаксы в двух взаимноперпендикулярных плоскостях. На приведенных фигурах изотаксы помечены цифрами, указываю-

¹ „Heating piping and air conditioning“ 1932, май, стр. 370, а также „Отопление и вентиляция“, № 2, 1934, стр. 23, статья инж. Коузова (краткое изложение результатов работы).

² Отопление и вентиляция, 1934, стр. 2, статья инж. Бромлей.

шими величину скорости воздуха в процентах от скорости по оси воздуховода. Кроме изотак, на этих фигурах изображены линии тока.

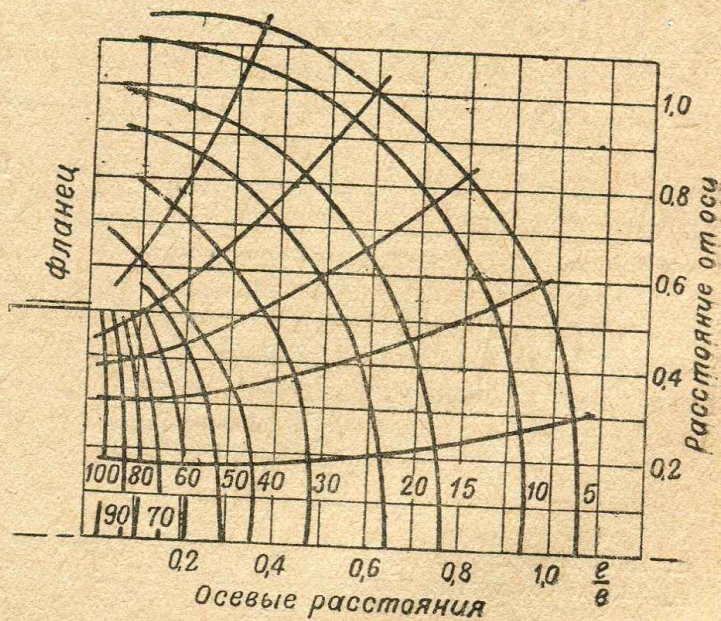
По данным кривым видно, что изотакхи не являются вполне правильными



Фиг. 178. Скоростное поле у аспирирующего отверстия круглой формы (труба с острыми кромками)

окружностями, как это мы предположили в приближенном выводе; они несколько сплюснены по направлению к плоскости аспирирующего отверстия.

Сравнивая между собой фиг. 178 и 179, мы видим, что при наличии фланца или при заделке трубы в стену скорости у аспирирующего отверстия несколько повышаются, что вызывается уменьшением поверхности притекания (полусфера при заделке в стену против почти полной сферы при острых кромках трубы). Для отверстия щелевидной формы (фиг. 180) скорости выше, чем для круглых отверстий; причины этого ясны из сравнения выражений (22—4) и (22—5) (вывод первый из них).



Фиг. 179. Скоростное отверстие у круглого аспирирующего отверстия, снабженного широким фланцем или заделанного в стенку

В центральной части широкой стороны щели изотакхи параллельны плоскости отверстия, представляя собой в пространстве поверхности, близкие к концентричным боковым поверхностям цилиндров. Характер изменения центральных скоростей в зависимости от увеличения расстояния от отверстия, измеренного по оси, показан на фиг. 181. Приведенные кривые также указывают на то, что наименьшее падение скоростей дают узкие, щелевидные отверстия. Данными кривыми можно пользоваться для практических расчетов. При этом следует помнить, что на оси ординат нанесены величины отношений скорости

в данной точке на оси потока к осевой скорости в плоскости отверстия (v_{\max}). Для получения значений $\frac{v_x}{v_{cp}}$ нужно разделить полученную величину

$$\frac{v_x}{v_{\max}} \text{ на } a = \frac{v_{cp}}{v_{\max}}$$

(ф-лы 18—19 или 18—20), которую можно принять равной примерно 0,84. Dalla- valle предложил следующую приближенную формулу для отверстия любой формы:

$$\frac{v_x}{100 - v_x} = K \frac{F}{x^2}, \quad (22-6)$$

где v_x — выражено в процентах от средней скорости в отверстии;

F — площадь отверстия в м^2 ;

$K = 0,1$ — коэффициент.

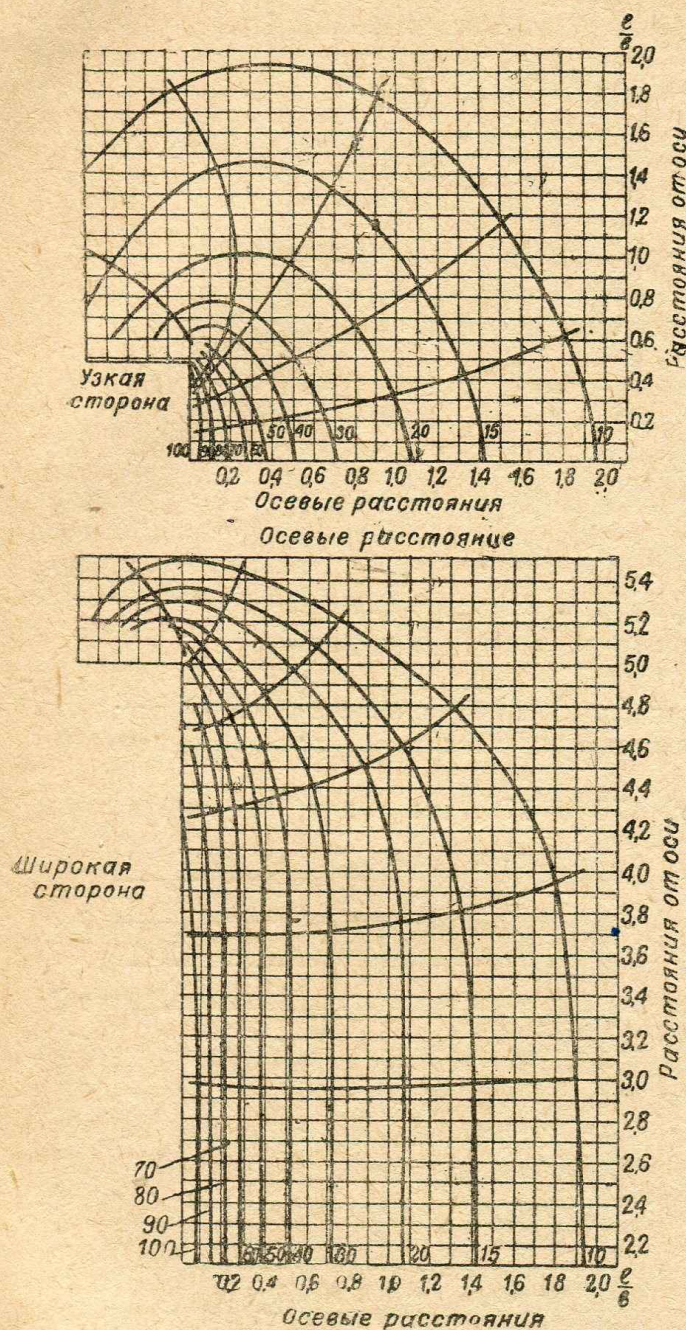
Результаты вычислений по этому выражению все же недостаточно хорошо совпадают с данными экспериментов. Бромлей в соответствии с результатами работы ВЦИИЭООТ уточнил величины коэффициента и показателей степеней при F и x , рекомендуя следующее выражение для определения v_x :

$$\frac{v_x}{100 - v_x} = K \frac{F^{0,7}}{x^{1,4}}. \quad (22-7)$$

Для круглого и квадратного отверстий величину K рекомендуется принимать равной 0,13. Для прямоугольных отверстий можно рекомендовать следующие величины K в зависимости от отношения сторон:

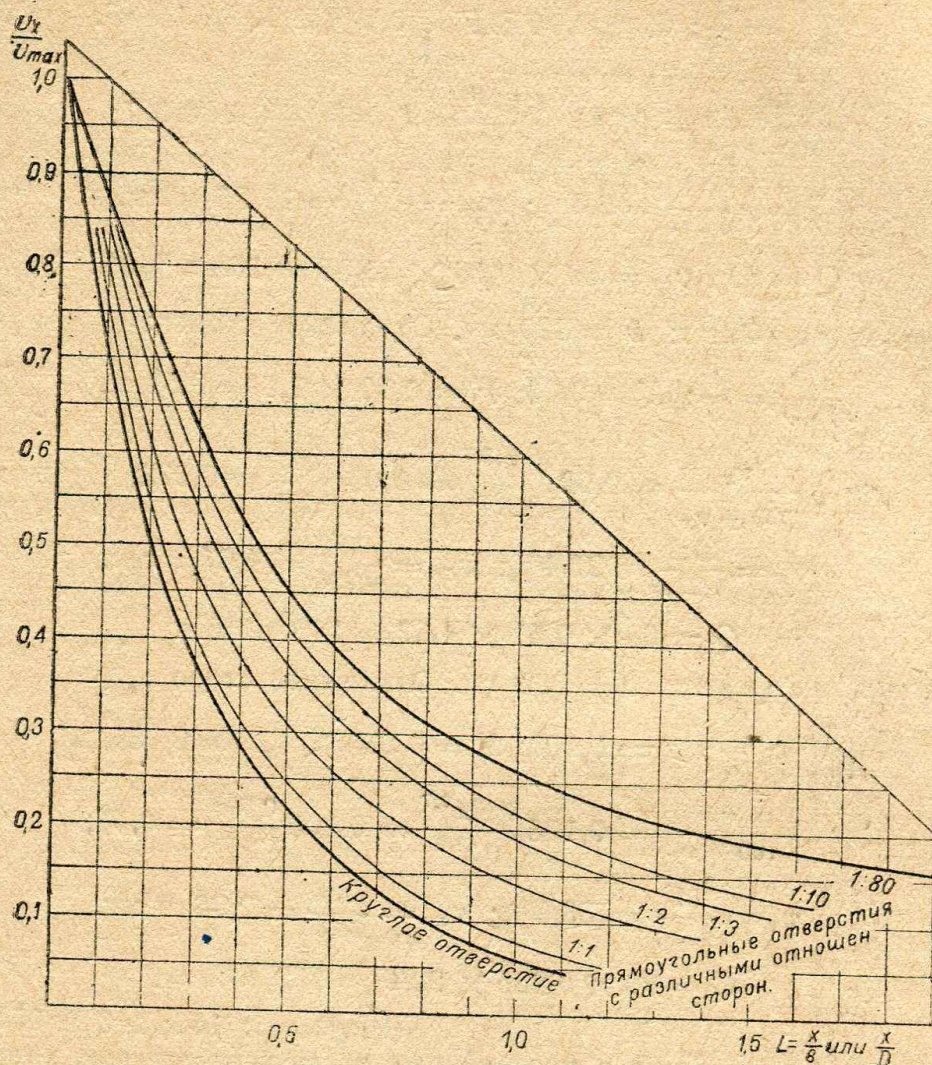
| | | | | | | | | | |
|-----------------------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|----------|----------|----------|
| Отношение сторон . | — 1 : 1 | — 1 : 2 | — 1 : 3 | — 1 : 4 | — 1 : 5 | — 1 : 7 | — 1 : 10 | — 1 : 30 | — 1 : 80 |
| K | — 0,130 | — 0,115 | — 0,105 | — 0,095 | — 0,08 | — 0,065 | — 0,05 | — 0,04 | — 0,03 |

Несмотря на то что с уменьшением ширины щели скорости падают менее интенсивно по мере увеличения $L = \frac{x}{b}$, все же не следует предполагать, что сужением щели при определенной длине ее можно достигнуть улучшения отсасывающего эффекта или уменьшения количества воздуха, расходуемого для достижения одного и того же результата. Наоборот, в ряде случаев с уменьшением ширины щели количество воздуха, а следовательно, и стои-



Фиг. 180. Скоростное поле у щелевидного аспиратора с отношением сторон 1:10

мость эксплуатации даже несколько возрастают без повышения эффекта действия аспирации, ибо абсолютная величина района действия отверстия при этом уменьшается.

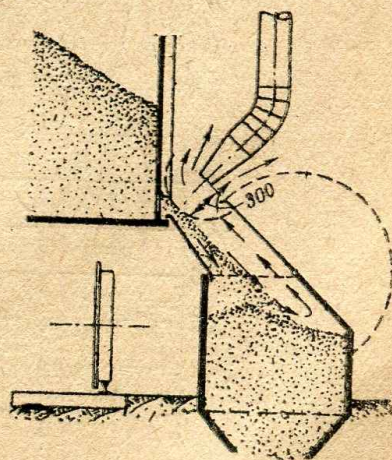


Фиг. 181. Падение центральных скоростей движения воздуха у асприрующих отверстий различной формы

Ощутительное уменьшение количества воздуха, подлежащего отсасыванию, может быть достигнуто максимально возможным приближением асприрующего отверстия к источнику пылеобразования.

● Пример 45. Какое количество воздуха необходимо асприровать от места выгрузки зерна из вагона в бункер, схема которого представлена на фиг. 182, если для предотвращения распространения пыли по сторонам необходимо на окружности радиусом 300 мм создать скорость воздуха, не меньшую 1 м/сек.? Длина асприрующей щели равна длине бункера, а именно 1600 мм. Определение количества воздуха произвести при следующих ширинах асприрующей щели: 100; 320 и 535 мм.

● Решение. По выражению (22—7) найдем величину v_x , выраженную в процентах от средней скорости. Исходя из заданной скорости (1 м/сек.), найдем величину сред-



Фиг. 182. Аспирация места выгрузки зерна из вагонов в бункер

ней скорости, а по ней — количество воздуха, подлежащее отсасыванию.

Первый вариант: $b = 100$ мм. Отношение сторон:

$$\frac{100}{1600} = \frac{1}{16}; K \cong 0,045; F = 0,1 \times 1,6 = 0,16 \text{ м}^2.$$

$$\frac{v_x}{100 - v_x} = 0,045 \frac{0,16^{0,7}}{0,3^{1,4}} = 0,045 \frac{0,275}{0,185} = 0,067;$$

$$v_x = \frac{6,7}{1,067} = 6,3\%; v_{cp} = \frac{1,0}{0,063} = 15,85 \text{ м/сек.}$$

$$Q = 60 F v_{cp} = 60 \times 0,16 \times 15,85 = 152 \text{ м}^3/\text{мин.}$$

Второй вариант: $b = 320$ мм. Отношение сторон:

$$\frac{320}{1600} = \frac{1}{5}; K = 0,08; F = 0,32 \times 1,6 = 0,51 \text{ м}^2.$$

$$\frac{v_x}{100 - v_x} = 0,08 \frac{0,51^{0,7}}{0,3^{1,4}} = 0,08 \frac{0,63}{0,185} = 0,272;$$

$$v_x = \frac{27,2}{1,272} = 21,4\%; v_{cp} = \frac{1,0}{0,214} = 4,67 \text{ м/сек.}$$

$$Q = 60 \times 0,51 \times 4,67 = 143 \text{ м}^3/\text{мин.}$$

Третий вариант: $b = 535$ мм. Отношение сторон:

$$\frac{535}{1600} \cong \frac{1}{3}; K = 0,105; F = 0,535 \times 1,6 = 0,856 \text{ м}^2.$$

$$\frac{v_x}{100 - v_x} = 0,105 \frac{0,856^{0,7}}{0,3^{1,4}} = 0,105 \frac{0,898}{0,185} = 0,51;$$

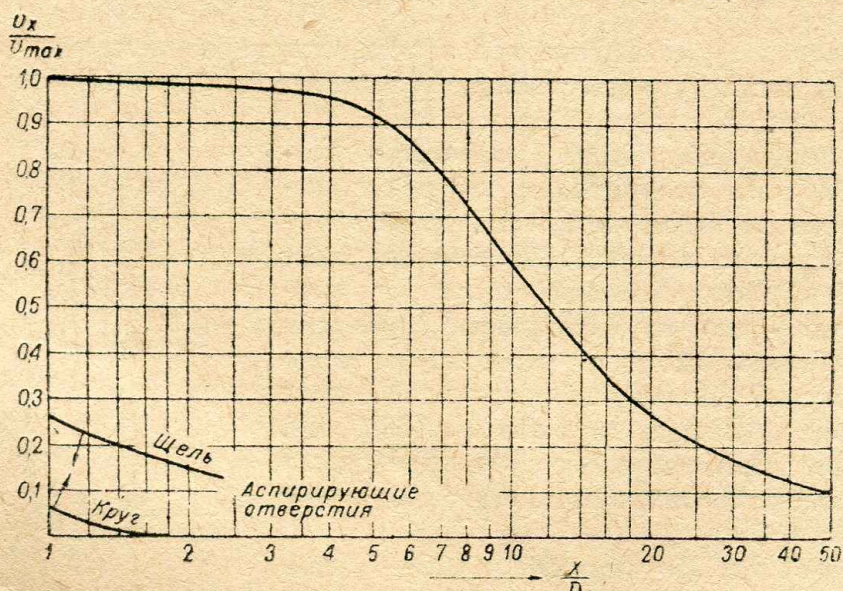
$$v_x = \frac{51}{1,51} = 33,8\%; v_{cp} = \frac{1,0}{33,8} = 2,96 \text{ м/сек.}$$

$$Q = 60 \times 0,856 \times 2,96 = 152 \text{ м}^3/\text{мин.}$$

(Результат: 152; 143 и 152 м³/мин.)

Нагнетающие отверстия в противоположность всасывающим имеют весьма далеко распространяющуюся по оси потока зону действия.

На фиг. 183 показано, как медленно уменьшается скорость по оси потока



Фиг. 183. Падение центральной скорости движения воздуха, вытекающего из круглого отверстия (в сравнении с падением скорости у аспирирующих отверстий)

с увеличением расстояния от отверстия. Так например, на расстоянии двух диаметров от плоскости отверстия скорость воздуха по оси почти не уменьшается. В случае всасывающего отверстия, даже для щели, скорость воздуха на таком расстоянии равна всего $0,15 v_{\max}$.

Приведенная кривая дает достаточно точные результаты для всех диаметров и скоростей воздуха (в пределах значений, употребительных в вентиляционной технике).

Мы не рассматриваем детально аэродинамику свободного потока вследствие малой применимости ее в условиях мельниц и элеваторов. Интересующихся отсылаем к литературе, специально освещающей этот вопрос¹.

Отметим лишь, что, пользуясь весьма медленным падением скоростей свободного потока, выходящего из отверстия, можно значительно увеличить зону действия всасывающего отверстия, если расположить нагнетающее и всасывающее отверстия друг против друга. Размеры всасывающего отверстия при подобной конструкции отсоса должны быть несколько больше размеров нагнетающего или подающего, ибо поток, выходя из отверстия, увлекает с собой окружающий воздух и постепенно увеличивает свое сечение. Ориентировочно можно считать, что для круглых отверстий граница потока при расстоянии до $20 D$ и $v_{\max} = 15$ м/сек. представляет собой прямую, составляющую с осью потока угол от 11 до 14° . Указание это относится к наиболее распространенному случаю равенства плотностей потока и среды.

¹ См. журнал „Отопление и вентиляция“ № 3 1935 г., статью Розенблюма Б. М. и в № 4 статью Осипова Е. Г., а также работу Г. Н. Абрамовича, Труды ЦАГИ, вып. 223 и 236.

I. Общие основы методики расчета разветвленных воздухопроводов

§ 23. СОДЕРЖАНИЕ РАСЧЕТА ВЕНТИЛЯЦИОННОЙ СЕТИ

Процессу расчета вентиляционной сети предшествует составление задания, которое определяется в процессе проектирования сети применительно к условиям предприятия.

Задание, как основа расчета, должно содержать следующие данные:

- 1) схему расположения воздухопроводов с указанием длины прямолинейных участков и геометрических характеристик фасонных деталей;
- 2) количество воздуха для каждой конечной точки сети (подлежащее отсосу от машин, например, или нагнетанию в помещение);
- 3) скорости воздуха в трубах, которые необходимо соблюсти либо во избежание осаждения пыли в воздухопроводах, либо из соображений минимальной стоимости эксплуатации сети.

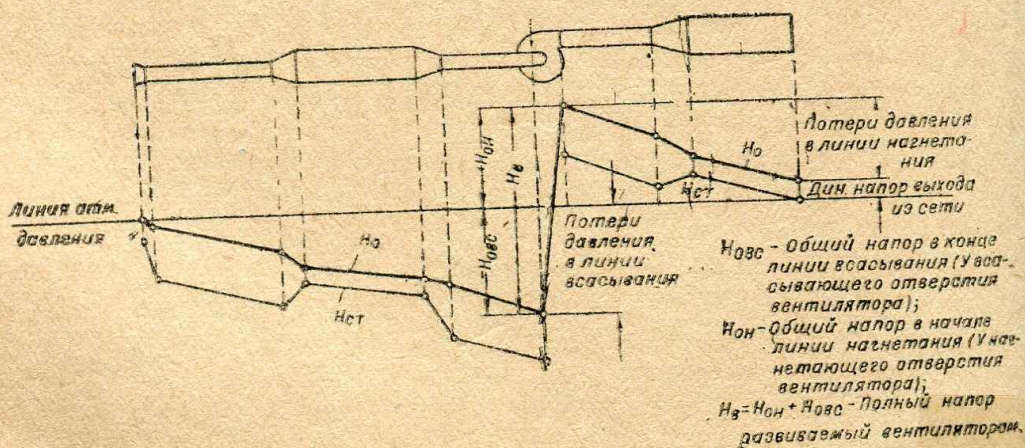
Для сети, аспирирующей машины, задание должно содержать, кроме того, данные о сопротивлении каждой машины.

Исходя из задания в результате расчета, необходимо определить:

- 1) величину полного напора, который должен развить вентилятор для преодоления сопротивлений сети и сообщения воздуху требуемой скорости;
- 2) диаметры труб каждого участка сети, обеспечивающие протекание заданных количеств воздуха.

Величина полного напора, развиваемого вентилятором, представляет собой, как это уже было указано ранее (§ 17, п. 2), количество энергии, сообщаемой вентилятором каждому куб. метру перемещаемого им воздуха.

Величина эта, как известно (выражение 17—36), равна разности общих напоров или давлений у нагнетающего и всасывающего отверстий вентиля-



Фиг. 184. Определение величины полного напора, развиваемого вентилятором (H_0)

тора, что графически показано на фиг. 184. Полный напор вентилятора равен также сумме потерь в сети со скоростным напором в выходном отверстии ее.

Следовательно, для определения величины полного напора, который должен развивать вентилятор на данной сети, необходимо подсчитать величины общего напора в начале линии нагнетания, в конце линии всасывания и вычесть из первой величины вторую. Так как в большинстве встречающихся на практике случаев общий напор в конце линии всасывания отрицателен ($-H_{овс}$ на фиг. 184), то величина полного напора вентилятора определяется в этом случае суммой абсолютных значений полных напоров в конце линии всасывания и в начале линии нагнетания:

$$H_{\Sigma} = H_{овс} + H_{он}. \quad (23-1)$$

Таким образом первая задача расчета вентиляционной сети — определение величины полного напора вентилятора — сводится к известному уже нам подсчету величин общих напоров.

Определение диаметров труб по магистральному направлению (§ 19, п. 8) производится простым подсчетом по выражению, связывающему между собой заданные величины расхода воздуха, скорости его и определяемую площадь сечения.

Для ответвлений такого определения недостаточно, ибо скорость воздуха в них зависит, с одной стороны, от величины полного напора в том сечении, где произошло слияние прямого и бокового потоков, а с другой, — от величины потерь давления в ответвлении. Диаметры труб ответвлений определяются в связи с этим из условия равенства полных напоров в сечении, общем для прямого и бокового потоков.

Таким образом вторая задача расчета вентиляционной сети — определение диаметров воздухопроводов — решается различными способами: одним для магистрального направления и другим — для ответвлений.

§ 24. ПОДГОТОВКА ДАННЫХ К ПРОВЕДЕНИЮ РАСЧЕТА

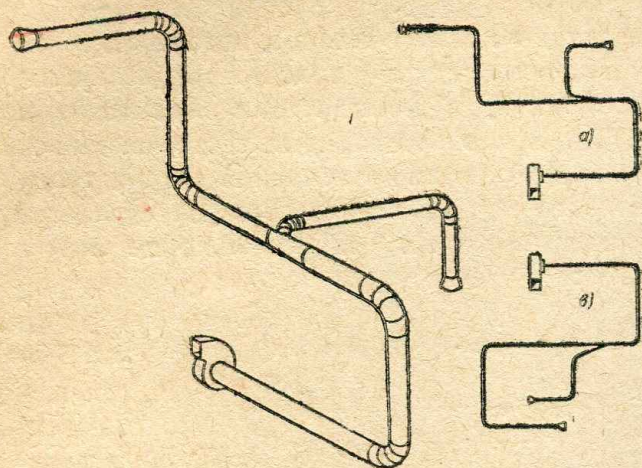
Из соображений удобства проведения расчета необходимо содержание задания представить в легко обозреваемом и наглядном виде. Для этой цели перед началом собственно расчета производят перечисленные ниже подготовительные операции.

1. Приведение пространственной системы воздухопроводов к плоскостной схеме. Вентиляционная сеть, изображенная при проектировании в планах и разрезах, весьма трудно обозрима. Изображение ее в нескольких проекциях, в крупном масштабе занимает большое место, иногда несколько листов, что технически затрудняет проведение расчета (вследствие громоздкости чертежей). Кроме того, подобный чертеж обычно содержит ряд данных, которые не нужны для расчета. Так например, в большинстве случаев нам совершенно безразлично действительное положение воздуховода в пространстве, ибо перемещаемый воздух по своей плотности обычно весьма мало отличается от окружающей среды (напор, вызываемый разностью плотностей, близок к нулю). Для расчета важно взаиморасположение отдельных отрезков воздуховода.

Замена пространственного изображения сети плоскостным производится так, как это показано в качестве примера на фиг. 185. Плоскостная схема изображается осевыми линиями и без соблюдения масштаба, так как длины участков удобнее указать на схеме цифрами.

Следует отметить, что в применении к расчету вентиляционной сети задача приведения пространственной системы к плоскостной схеме не имеет однозначного решения. Так например, воздуховод, изображенный на фиг. 185, может быть представлен в виде схемы *a* или *b*, а также и в виде схемы,

данием на фиг. 186. Результаты расчета по каждой из этих трех схем будут вполне одинаковые. Вызвано это тем обстоятельством, что вследствие



Фиг. 185. Разветвленный воздуховод и примеры возможных плоскостных схем его

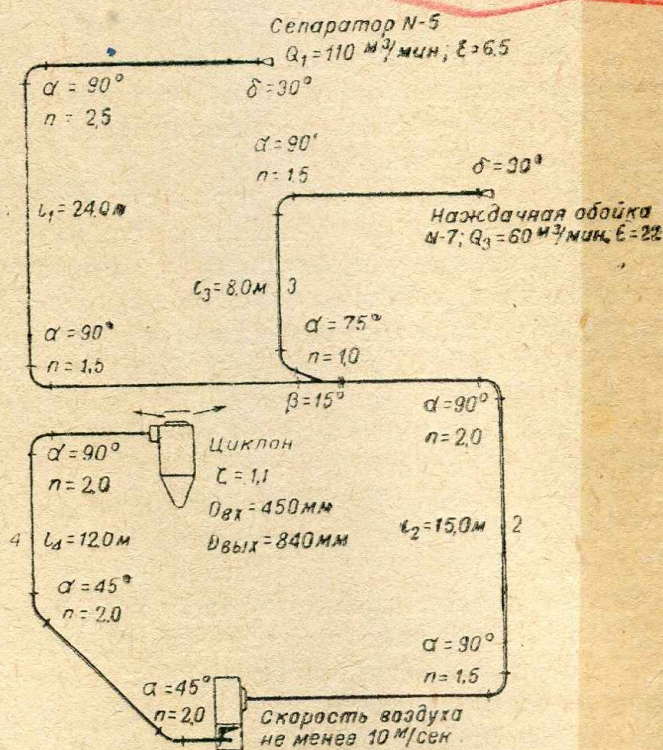
| | | |
|--------|-------------------|-----------------------|
| первый | состоится частями | $a, 1, b, 2$ и c |
| второй | " | $3, 4, d, 5, e$ и 6 |
| третий | " | $7, g, i, 8, k$ и 9 |

Диффузор c этого воздуховода можно отнести и ко второму участку, но отнесение его к первому удобнее, так как данная нами ранее величина коэффициента сопротивления диффузора отнесена к скорости в меньшем сечении.

На плоскостной схеме сети участки удобно отделять друг от друга двумя черточками ($=$), как это показано на фиг. 186 для сети, состоящей из трех участков всасывающей линии и одного нагнетающей.

3. Определение магистрального направления сети. Сопротивление разветвленного воздуховода (см. § 19, п. 8). 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 (для нагнетающей сети — до выходного отверстия вентилятора). Такой точкой обычно является наиболее удаленная от вентилятора, если скорости движения воздуха в участках сети незначительно разнятся между собой.

Однако это указание нельзя считать правилом, особенно при наличии машин, присоединенных к сети, которые могут повысить сопротивление даже относительно близкого к вентилятору участка.



Фиг. 186. Подготовленная к расчету схема разветвленного воздуховода, всасывающая линия которого изображена на рис. 185

В случае сомнений в правильности определения наиболее неблагоприятно расположенной точки следует ориентировочно подсчитать величины полных напоров в конце двух намеченных участков и сравнить их между собой.

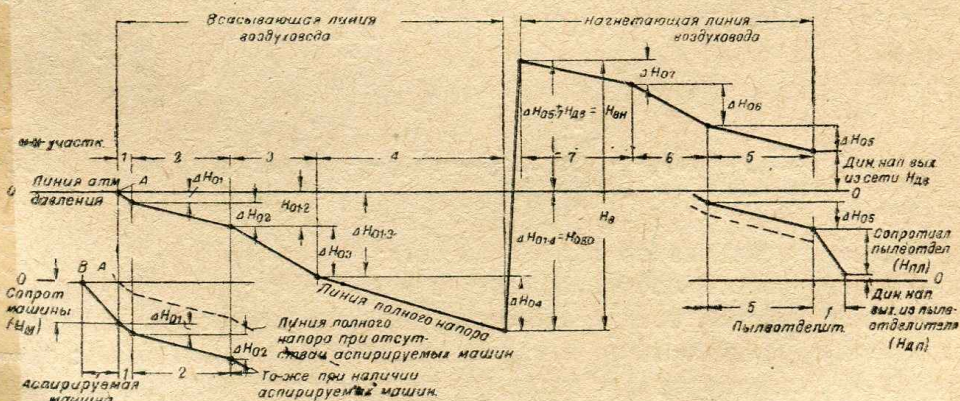
4. Нумерация участков. Для обозначения величин, относящихся к тому или иному участку, производится нумерация их, которую наиболее удобно начинать с наиболее неблагоприятно расположенного участка и вести далее по магистральному направлению (см. фиг. 186). Ответвлениям приписывают последующие за магистральным направлением номера в порядке расположения их по магистрали, начиная от наиболее удаленного от вентилятора ответвления.

5. Нанесение цифровых величин, соответствующих заданию, на схему сети. На схеме сети выделяются фасонные детали, как это показано на фиг. 186, и против них наносятся величины, их характеризующие. Против номеров участков следует надписать длину их; выпрямленную длину колен, избегая излишних вычислений, можно точно не учитывать, продолжая оси прямолинейных отрезков до пересечения их между собой, что несколько удлинит размер участка. Погрешности, получающиеся при этом, весьма незначительны и не могут сколько-нибудь заметным образом отразиться на результатах расчета. У конечных точек сети указываются количества воздуха и при наличии машин — коэффициенты их сопротивления. Пример подготовленной к расчету схемы дан на фиг. 186.

§ 25. РАСЧЕТ ВЕНТИЛЯЦИОННОЙ СЕТИ ПО МЕТОДУ ПОЛНЫХ НАПОРОВ

Так как в воздуховоде потери давления между двумя любыми сечениями его всегда положительны, то независимо от формы, размеров воздуховода и скорости в нем, полный напор всегда увеличивается по направлению от концов воздуховода к вентилятору.

Положение это вполне ясно также из рассмотрения линий полных напоров, приведенных на нескольких фигурах (фиг. 68, 70, 71, 139 и 184). Наиболее наглядно показано это на фиг. 139, несмотря на то что статический напор то увеличивается, то уменьшается на протяжении воздуховода, полный напор неуклонно растет по направлению к вентилятору. Обстоятельство это делает



Фиг. 187. Схема расчета вентиляционной сети по методу полных напоров (определение H_B)

расчет по методу полных напоров наиболее наглядным и затрудняе. возникновение ошибок.

В соответствии с высказанным положением линию полных напоров для вентиляционной сети, имеющей всасывающий и нагнетающий воздуховоды, можно изобразить так, как это сделано на фиг. 187.

В начале всасывающего воздуховода (точка А), сообщаемого непосредственно с атмосферой, общее давление равно атмосферному, т. е. полный напор равен нулю.

В конце участка I общее давление уменьшается на величину потерь в этом участке, т. е. абсолютная величина полного напора возрастает на величину

$$\Delta H_{o_1} = H_{nm_1} = \left(l_1 \frac{\lambda_1}{D_1} + \sum \xi_1 \right) \frac{\gamma v_1^2}{2g}, \quad (19-4)$$

где H_{nm_1} — величина потерь давления в первом участке.

Во втором участке независимо от изменения статического напора полный напор снова возрастает на величину

$$\Delta H_{o_2} = H_{nm_2} = \left(l_2 \frac{\lambda_2}{D_2} + \sum \xi_2 \right) \frac{\gamma v_2^2}{2g}.$$

Общий напор в конце второго участка (фиг. 187) равен, следовательно,

$$H_{o_{1,2}} = \Delta H_{o_1} + \Delta H_{o_2}.$$

Разбив вентиляционную сеть на участки и находя приращения общего напора для каждого из них, мы можем определить величину общего напора в конце всасывающей линии:

$$H_{o_{1,4}} = H_{овс} = \Delta H_{o_1} + \Delta H_{o_2} + \Delta H_{o_3} + \Delta H_{o_4} = \sum_1^4 \Delta H_o$$

или в общем виде:

$$H_{овс} = H_{o_{1,m}} = \sum_1^m \Delta H_o = \sum_1^m H_{nm}. \quad (25-1)$$

Выражение это следует читать так. Полный напор в конце всасывающей линии равен сумме приращений полных напоров для каждого участка или сумме потерь в них.

Точно так же для нагнетающего воздуховода, как это видно по фиг. 187,

$$H_{он} = H_{ов} + \Delta H_{o_5} + \Delta H_{o_6} + \Delta H_{o_7} = H_{ов} + \sum_5^7 \Delta H_o = H_{ов} + \sum_5^7 H_{nm}$$

или в общем виде:

$$H_{он} = H_{ов} + \sum_n^z \Delta H_o = H_{ов} + \sum_n^z H_{nm}, \quad (25-2)$$

где $H_{ов}$ — динамический напор выхода из сети;

n — номер участка, сообщаемого с атмосферой;

z — номер участка, соединенного с выхлопным отверстием вентилятора.

Следовательно, полный напор в начале нагнетающей линии равен: а) сумме приращений общих напоров для каждого участка плюс динамический напор выхода из сети или б) сумме потерь, включая динамический напор.

Таким образом искомая величина

$$H_s = H_{овс} + H_{он} = H_{ов} + \sum_1^z \Delta H_o = H_{ов} + \sum_1^z H_{nm}. \quad (23-1)$$

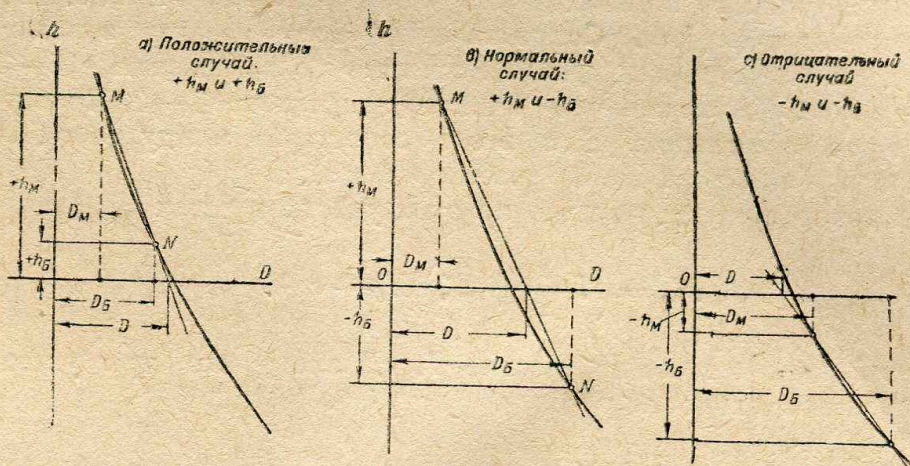
Если всасывающее отверстие воздуховода присоединено к аспирируемой машине, то общее давление в начале всасывающей линии (точка А на фиг. 184, внизу) уже не равно атмосферному, а меньше его на величину потерь в кана-

где

$$D_6 > D > D_m, \quad (25-10)$$

как это показано на фиг. 188. Таким образом мы находим две точки на кривой $h-D$: точки $M (D_m, h_m)$ и $N (D_6, h_6)$.

Если значения $h = \Delta H_0$, соответствующие этим точкам, невелики, то пере-



Фиг. 188. Определение диаметра ответвляющегося от магистрали воздуховода из условия $f(D)=0$

сечение прямой MN с осью D даст значение диаметра, достаточно близкое к корню ур-ния (25—9).

Непосредственно из фиг. 188 видно, что

$$\frac{D - D_m}{D_6 - D_m} = \frac{h_m}{h_m - h_6},$$

откуда искомая величина диаметра ответвления равна

$$D = D_m + \frac{h_m (D_6 - D_m)}{h_m - h_6}. \quad (25-11)$$

Величины h , как ясно из ур-ния (25—8), являются разностями между величинами полных напоров в конечном сечении ответвления и прямого участка (например, $h_6 = H_{o3} - H_{o1}$ при $D_3 = D_6$), выраженными в мм вод. ст.

На фиг. 188 видно, что условие (25—10) является желательным, но не обязательным; величина D может быть определена таким же путем и в том случае, когда D_6 и D_m меньше D (случай a на фиг. 188) и когда они меньше D (случай c на фиг. 188).

Полученная таким образом величина диаметра ответвления может быть уточнена до любой степени точности повторением указанной операции; однако первое определение ее дает, как правило, вполне достаточное приближение.

Диаметры, полученные расчетом, при составлении спецификации воздуховодов обычно округляются до ближайших 5 мм.

В нормальном случае (случай b на фиг. 188) округление найденной величины D следует всегда вести в сторону меньших значений, а в случаях a и c — в сторону больших.

При расчете диаметров ответвлений, присоединенных к аспирируемым машинам, следует иметь в виду, что выражение полного напора (потерь) в конце ответвления пополняется еще одним членом, — сопротивлением машины, — в соответствии с чем выражения (25—8 и 25—9) принимают следующий вид:

$$\left(l \frac{\lambda}{D} + \Sigma \zeta \right) H_0 + \varepsilon q^2 - H_0 = 0; \quad (25-12)$$

$$\left(16,4 H_o - \frac{\varepsilon Q^2}{220}\right) D^{1,75} - \frac{Q^2 \Sigma \zeta}{2218} D^{0,75} - \frac{1 Q^{1,75}}{38\,800} = 0. \quad (25-13)$$

Обстоятельство это никаких изменений в изложенный ход расчета не вносит.

Пример 46. Рассчитать вентиляционную сеть окончательной очистки зерна, схема которой со всеми данными изображена на фиг. 186. Воздух из циклона выводится наружу. Сопротивление входу воздуха в здание равно 5,4 мм вод. ст. Коэффициенты трения исчислять по выражению (15—38).

Решение. Магистральным принято направление 1—2. Проверим правильность этого определения. Для этого сопоставим между собой величины полных напоров (потерь) в конце участков 1 и 3.

Полный напор в конце каждого из этих участков равен

$$H_o = \left(l \frac{\lambda}{D} + \Sigma \zeta \right) H_o + \varepsilon q^2.$$

Определим напор в конце участка 1. Диаметр его при указанной на схеме минимальной скорости равен

$$D_1 = \sqrt{\frac{4 \times 110}{60 \times \pi \times 10}} = 0,483 \text{ м} \cong 485 \text{ мм}$$

(с округлением до ближайших 5 мм).

Коэффициент трения

$$\lambda_1 = \frac{0,35}{\text{Re}^{0,25}} = \frac{0,35}{(66\,666 \times 10 \times 0,485)^{0,25}} = 0,0146$$

и соответственно

$$\frac{\lambda_1}{D_1} = \frac{0,146}{0,485} = 0,0301.$$

Сумма коэффициентов местных сопротивлений составляется из следующих величин (коэффициенты взяты по сводной таблице, приведенной в приложениях):

| | | |
|-------------------------|--|-----------------------|
| входной коллектор . . . | $\delta = 30^\circ$ | $\zeta = 0,04$ |
| колено | $\alpha = 90^\circ; n = 2,5$ | $\zeta = 0,13$ |
| „ | $\alpha = 90^\circ; n = 1,5$ | $\zeta = 0,18$ |
| тройник | $\beta = 15^\circ$; принимая $\frac{v_\delta}{v_n} \approx 1,0$ | $\zeta = 0,20$ |
| | | $\Sigma \zeta = 0,55$ |

Динамический напор

$$H_{d1} = \frac{0,122 \times 10^2}{2} = 6,1 \text{ мм вод. ст.}$$

Следовательно, для участка 1

$$H_{o1} = (0,55 + 24 \times 0,0301) 6,1 + 6,5 \left(\frac{110}{60} \right)^2 = 29,6 \text{ мм вод. ст.};$$

для участка 3

$$D_3 = \sqrt{\frac{4 \times 60}{60 \times \pi \times 10}} = 0,357 \text{ м} \cong 355 \text{ мм};$$

$$\lambda_3 = \frac{0,35}{(66\,666 \times 10 \times 0,355)^{0,25}} = 0,0159; \quad \frac{\lambda_3}{D_3} = \frac{0,0159}{0,355} = 0,0448.$$

Местные сопротивления:

| | |
|--|------------------|
| входной коллектор . . . $\delta = 30^\circ$ | $\zeta = 0,04$ |
| колено $\alpha = 90^\circ$; $n = 1,5$ | $\zeta = 0,18$ |
| " $\alpha = 75^\circ$; $n = 1,0$ | $\zeta = 0,21$ |
| тройник $\beta = 15^\circ$; $\frac{v_6}{v_n} \cong 1,0$ | $\zeta_6 = 0,00$ |
| $\Sigma \zeta_3 = 0,43$ | |

$$H_{o_3} = (0,43 + 8 \times 0,0448) 6,1 + 22 = 26,8 \text{ мм вод. ст.}$$

Так как $H_{o_1} > H_{o_3}$, то направление 1—2 действительно является магистральным.

После этой проверки приступим к проведению основного расчета и определим вначале величину полного напора, который должен развивать вентилятор при работе на данной сети.

Прирост полного напора на протяжении участка 2 при $Q_2 = Q_1 + Q_3 = 110 + 60 = 170 \text{ м}^3/\text{мин.}$ Диаметр его

$$D_2 = \sqrt{\frac{4 \times 170}{60 \times \pi \times 10}} = 0,600 \text{ м} = 600 \text{ мм.}$$

$$\lambda_2 = \frac{0,35}{(66\,666 \times 10 \times 0,6)^{0,25}} = 0,01395; \quad \frac{\lambda_2}{D_2} = \frac{0,01395}{0,600} = 0,0232.$$

Местные сопротивления:

| | |
|--|----------------|
| колено . . . $\alpha = 90^\circ$; $n = 2,0$ | $\zeta = 0,15$ |
| " . . . $\alpha = 90^\circ$; $n = 1,5$ | $\zeta = 0,18$ |
| $\Sigma \zeta_2 = 0,33$ | |

$$\Delta H_{o_2} = (15 \times 0,0232 + 0,33) 6,1 = 4,1 \text{ мм вод. ст.}$$

Полный напор в конце второго участка, т. е. в конце всасываемой линии, $H_{o_{вс}} = H_{o_{1.2}} = \Delta H_{o_1} + \Delta H_{o_2} = 29,6 + 4,1 = 33,7 \text{ мм вод. ст.}$

Определим полный напор в начале участка 4, т. е. в начале нагнетающей линии. Расчет в смысле порядка его ведем так же, как и для всасывающей линии, т. е. от конца сети по направлению к вентилятору.

Скорость выхода воздуха из циклона и соответствующий ей полностью теряемый динамический напор при $Q_4 = Q_2 = 170 \text{ м}^3/\text{мин.}$ и $D_{вых} = 840 \text{ мм}$ равны:

$$v_{вых} = \frac{170}{47,1 \times 0,84^2} = 5,1 \text{ м/сек.}; \quad H_{d_{вых}} = \frac{0,122 \times 5,1^3}{2} = 1,6 \text{ мм вод. ст.}$$

Потери в циклоне характеризуются коэффициентом сопротивления его, в данном случае $\zeta = 1,1$, относящимся, как известно (§ 19, п. 5) к скорости воздуха во входном отверстии циклона, которая при $D_{вх} = 450 \text{ мм}$ равна

$$v_{вх} = \frac{170}{47,1 \times 0,45^2} = 17,8 \text{ м/сек.}; \quad H_{d_{вх}} = \frac{0,122 \times 17,8^3}{2} = 19,3 \text{ мм вод. ст.}$$

Следовательно, потери в циклоне $H_{птц} = 1,1 \times 19,3 = 21,2 \text{ мм вод. ст.}$

Определим величину приращения полного напора в воздуховоде участка 4, для которого при v_4 также равной 10 м/сек., как и для участка 2,

$$D_4 = D_2 = 600 \text{ мм}; \quad \frac{\lambda_4}{D_4} = 0,0232.$$

Так как диаметр воздуховода — больше входного отверстия циклона, то у входа в него должен быть переходной коллектор (от 600 до 450 мм).

Местные сопротивления участка 4:

| | |
|--|--------------------------------|
| 2 колена . . . $\alpha = 45^\circ$; $n = 2,0$ | $\zeta = 2 \times 0,10 = 0,20$ |
| Колено . . . $\alpha = 90^\circ$; $n = 2,0$ | $\zeta = 2 \times 0,10 = 0,15$ |
| Переходной коллектор (600—450) | $\zeta = 2 \times 0,10 = 0,03$ |
| $\Sigma \zeta = 0,38$ | |

Следовательно,

$$\Delta H_{o4} = (12 \times 0,0232 + 0,38) 6,1 = 4,0 \text{ мм вод. ст.}$$

Общий напор в начале нагнетающей линии, в соответствии с выражением (25—4)

$$H_{он} = H_{оп} + H_{птц} + \Delta H_{o4} = 1,6 + 17,8 + 4,0 = 23,4 \text{ мм вод. ст.}$$

Полный напор вентилятора, с учетом разности давлений снаружи и в здании (5,4 мм вод. ст.) равен

$$H_e = H_{овс} + H_{он} = 33,7 + 23,4 + 5,4 = 62,5 \text{ мм вод. ст.}$$

Далее решим вторую задачу расчета сети, определим диаметр ответвления (участка 3) по выражению (26—12):

$$\left(l_3 \frac{\lambda_3}{D_3} + \Sigma \zeta_3 \right) H_{o3} + \epsilon_3 q_3^2 - H_{o1} = 0.$$

Подставляем в это выражение известные нам величины:

$$\left(8 \frac{\lambda_3}{D_3} + 0,43 + \zeta_6 \right) H_{o3} + 22,0 - 29,6 = 0$$

или

$$\left(0,43 + \zeta_6 + 8 \frac{\lambda_3}{D_3} \right) H_{o3} - 7,6 = 0$$

Так как в конце участка 1 мы располагаем полным напором большим, чем необходимый для участка 3 при $v_8 = 10$ м/сек. и $D_3 = 355$ мм, то для уравнения полных напоров, т. е. для повышения его в конце участка 3, надо повысить потери в воздуховоде, чего можно достичь увеличением скорости; следовательно, диаметр участка 3 должен быть меньше 355 мм.

Поэтому в качестве большего диаметра принимаем $D_6 = 355$ мм, для которого, как нам уже известно, $H_{o3} = 26,8$ мм вод. ст. и поэтому

$$h_6 = H_{o3} - H_{o1} = 26,8 - 29,6 = -2,8 \text{ мм вод. ст.}$$

В качестве меньшего диаметра (D_m) мы можем принять любую меньшую величину, по возможности меньше отличающуюся от действительно необходимой.

Примем $D_m = 320$ мм и соответственно этому

$$v_m = \frac{60}{47,1 \times 0,32^2} = 12,4 \text{ м/сек.}; H_{o,m} = \frac{0,122 \times 12,4^2}{2} = 9,4 \text{ мм вод. ст.}$$

$$\lambda_m = \frac{0,35}{(66\,666 \times 12,4 \times 0,32)^{0,25}} = 0,0154; \frac{\lambda_m}{D_m} = \frac{0,0154}{0,32} = 0,048;$$

для $\frac{v_6}{v_n} = \frac{v_m}{v_1} = \frac{12,4}{10,0} = 1,24$ коэффициент сопротивления тройника по боковому направлению равен $\zeta_6 = +0,13$.

Отсюда

$$h_m = (0,43 + 0,13 + 8 \times 0,048) 9,4 - 7,6 = +1,27 \text{ мм вод. ст.,}$$

а искомая величина диаметра ответвления по выражению (25—11)

$$D_3 = D_m + \frac{h_m (D_6 - D_m)}{h_m - h_6} = 320 + \frac{1,27 (355 - 320)}{1,27 + 2,8} = 320 + 11 = 331 \text{ мм.}$$

Найденную таким образом величину D_3 , подлежащую при передаче в производство округлению до 330 мм, можно считать окончательной, в чем легко

Подставляя известные нам величины в ур-ние (25—12), получаем:

$$(8 \times 0,047 + 0,51) 8,35 + 22 - 29,6 = -0,16 \text{ мм. вод. ст.}$$

Таким образом мы видим, что D_3 определен с удовлетворительной точностью, ибо разность полных напоров (потерь) по магистральному и боковому направлениям равна всего 0,16 мм вод. ст. Так как эта неувязка относится к величине потерь, равной 29,6 мм вод. ст., то, следовательно, погрешность произведенного расчета менее 1%. (Результат: $D_1 = 485$ мм; $D_2 = 600$ мм; $D_3 = 330$ мм; $D_4 = 600$ мм; $H_d = 62,5$ мм вод. ст.)

Расчет сети по методу полных напоров весьма упрощается применением номограммы, построенной нами для этой цели (фиг. 189). Номограмма эта связывает между собой все основные величины, подлежащие определению в процессе расчета (Q , v , D , λ и H_d). В основу построения номограммы положен коэффициент сопротивления трубы λ , выраженный в зависимости от числа Рейнольдса, причем величины постоянных A и m в выражении λ подобраны в соответствии с шероховатостью вентиляционных воздуховодов, как это указано в § 18, п. 5. Вместо шкалы λ мы приводим шкалу отношений $\frac{\lambda}{D}$, т. е. величин, непосредственно употребляющихся в расчете.

Номограмма построена по методу выравненных точек. Каждая из определяемых величин для такого рода номограмм прочитывается на пересечении прямой линии, проведенной через две заданные точки со шкалой искомой величины.

Для работы с номограммой нужно приготовить полоску прозрачной бумаги или кальки с нанесенной на ней тушью тонкой прямой. Еще лучше нанести для этой цели тонкую прямую на одной из длинных сторон распространенного у нас прозрачного целлулоидного угольника (прямую на угольнике легко нанести острой иглой под линейку, после чего залить прорез черной тушью и по высыхании загладить заусеницы гладким твердым предметом).

При помощи данной номограммы возможно решение следующих задач:

1) определение диаметра воздуховода по Q и v ; например: задано $Q = 50$ м³/мин., $v = 10$ м/сек.; находим $D = 325$ мм;

2) определение скорости воздуха по Q и D ; например: задано $Q = 60$ м³/мин., $D = 460$ мм; находим $v = 6,0$ м/сек.;

3) определение количества воздуха по v и D ; например: задано $v = 18$ м/сек., $D = 18,5$ мм; находим $Q = 29$ м³/мин.;

4) определение $\frac{\lambda}{D}$ по v и D ; например: задано $v = 10$ м/сек. и $D = 485$ мм; находим $\frac{\lambda}{D} = 0,0302$;

5) непосредственное определение $\frac{\lambda}{D}$ по Q и v ; например: задано $Q = 110$ м³/мин. и $v = 10$ м/сек.; находим $\frac{\lambda}{D} = 0,0302$;

6) определение $\frac{\lambda}{D}$ по Q и D ; например: задано $Q = 110$ мм и $D = 485$ мм; находим $\frac{\lambda}{D} = 0,0302$;

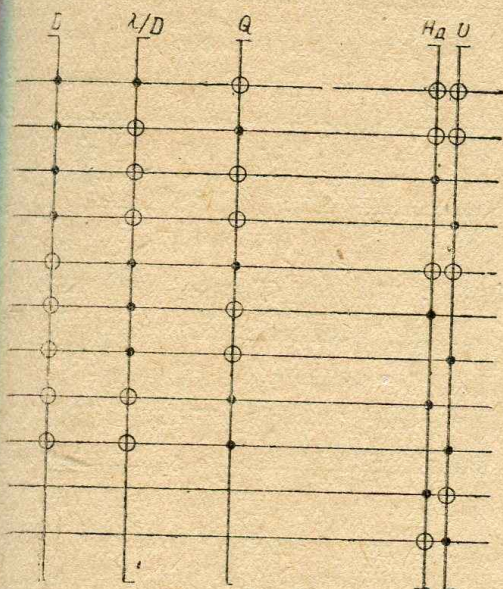
7) определение динамического напора по v ; например: $v = 11$ м/сек.; $H_d = 7,4$ мм вод. ст.;

8) непосредственное определение динамического напора по Q и D ; например: задано $Q = 60$ м³/мин., $D = 460$ мм.; находим $H_d = 2,2$ мм вод. ст.

Здесь перечислены только наиболее часто встречающиеся задачи, решение которых дает предлагаемая номограмма. Не следует забывать, что перечень задач, решаемых ею, этим не исчерпывается; схематически он представлен на фиг. 190 и содержит 23 задачи.

Для наглядности и возможности быстрой проверки расчета полезно основные исходные данные и результаты расчета заносить на бланки, подобные приведенным в следующем примере.

• **Пример 47.** Произвести расчет веечной аспирационной сети, схема которой представлена на фиг. 191. Скорость воздуха во всех участках всасывающей сети должна быть не менее 8 м/сек.; в участке 4 в соответствии с размером всасывающего отверстия вентилятора—11 м/сек., а в участке 5 по тем же соображениям—19,5 м/сек. Сопротивление входа в здание — близко к нулю. Расчет вести пользуясь номограммой.



• *Заданные величины.*

○ *Определяемые величины.*

Фиг. 190. Перечень задач, решаемых при помощи номограммы для расчета вентиляционной сети по методу полных напоров

• **Решение.** Магистральным направлением определено 1—2—3—4—5, в чем не может быть сомнений. Все основные величины заносим в табл. 20. Графы 1, 2, 3 и 6 заполняем по данным задания.

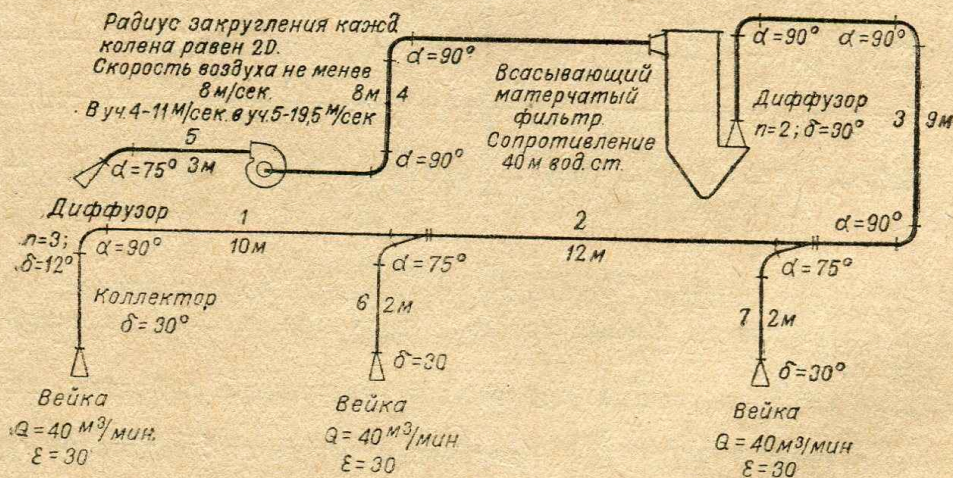
Определяем далее по известным Q и U путем проведения на номограмме одной линии для каждого участка величины Q , $\frac{\lambda}{D}$ и H_d , одновременно занося их в соответствующие графы таблицы.

Величину диаметра выхода из сети определяем, уменьшая скорость в участке 5 в соответствии со степенью расширения диффузора ($n=3$;

$$v_{\text{вых}} = \frac{19,5}{3} = 6,5 \text{ м/сек.}).$$

Определяем сумму коэффициентов местных сопротивлений для каждого участка, предусматривая для тройников некоторое повышение скорости в участках 6 и 7 за счет необходимого уменьшения диаметров их.

Данные эти заносим в табл. 20.



Фиг. 191. Схема веечной аспирационной сети

Потери давления в вейке, т. е. приращение полного напора до начала вентиляционного воздуховода, определяем по величине ϵ

$$H_m = \epsilon q^2 = 30 \left(\frac{40}{60} \right)^2 = 13,3 \text{ мм вод. ст.}$$

и заносим эту величину в графу 9.

Местные сопротивления сети

| Характеристика деталей | Но м е р а у ч а с т к о в | | | | | | | | | | | | | |
|--|----------------------------|---------|------|---------|------|---------|------|---------|------|---------|------|---------|------|---------|
| | 1 | | 2 | | 3 | | 4 | | 5 | | 6 | | 7 | |
| | кол. | ζ | кол. | ζ | кол. | ζ | кол. | ζ | кол. | ζ | кол. | ζ | кол. | ζ |
| Коллектор: $\delta = 30^\circ$ | 1 | 0,04 | — | — | — | — | — | — | — | — | — | 0,04 | 1 | 0,04 |
| Колено: $\alpha = 90^\circ$ $n = 2,0$ } | 1 | 0,15 | — | — | 3 | 0,45 | 2 | 0,30 | — | — | — | — | — | — |
| Колено: $\alpha = 75^\circ$ $n = 2,0$ } | — | — | — | — | — | — | — | — | 1 | 0,14 | 1 | 0,14 | 1 | 0,14 |
| Тройник: $\frac{v_6}{v_n} = 1,2$ | 1 | 0,10 | — | — | — | — | — | — | — | — | 1 | 0,10 | — | — |
| Тройник: $\frac{v_6}{v_n} = 1,5$ | — | — | 1 | 0,05 | — | — | — | — | — | — | — | — | 1 | 0,30 |
| Диффузор: $\delta = 30^\circ$ $n = 2$ } | — | — | — | — | 1 | 0,18 | — | — | — | — | — | — | — | — |
| Диффузор: $\delta = 12^\circ$ $n = 3$ } | — | — | — | — | — | — | — | — | 1 | 0,15 | — | — | — | — |
| $\Sigma \zeta_n =$ | — | 0,29 | — | 0,05 | — | 0,63 | — | 0,30 | — | 0,29 | — | 0,28 | — | 0,48 |

В ту же графу заносим указанное в задании сопротивление фильтра (40 мм вод. ст.) и потери динамического напора при выходе из диффузора (2,5 мм вод. ст.).

Далее для каждого участка производим следующие действия: перемножаем величины граф 6 и 7 ($l \frac{\lambda}{D}$), складываем результат с величиной графы 8 ($l \frac{\lambda}{D} + \Sigma \zeta$) и умножаем полученную сумму на величину графы 5 [$(l \frac{\lambda}{D} + \Sigma \zeta) H_0$]; результат ($\Delta H_{оп} = H_{мнн}$) заносим также в графу 9.

Далее складываем последовательно величины графы 9 между собой и результат каждого сложения заносим в графу 10 ($H_{01..n}$). К концу участка 4 получаем $H_{овс} \cong 65,5$ мм вод. ст., а к началу участка 5 — $H_{он} \cong 11,7$ мм вод. ст.

Следовательно, полный напор вентилятора должен быть равен

$$H_v = 65,5 + 11,7 \cong 77 \text{ мм вод. ст.}$$

Данные эти заносим в табл. 20.

Величина полных напоров сети
(к примеру 47)

Таблица 20

| № участков и названия машин | Q в м ³ /мин. | v в м/сек. | D в мм | H_0 в мм вод. ст. | l в м | $\frac{\lambda}{D}$ | $\Sigma \zeta$ или ϵ | Приращение полного напора на данном участке $\Delta H_{оп}$ в мм вод. ст. | Полный напор в конце данного участка H_{01-n} в мм вод. ст. |
|--------------------------------|----------------------------|--------------|----------|---------------------|---------|---------------------|-------------------------------|--|--|
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| Вейка | 40 | — | — | — | — | — | 30 | 13,30 | 13,30 |
| 1 | 40 | 8 | 328 | 3,9 | 10,0 | 0,052 | 0,29 | 3,16 | 16,46 |
| 2 | 80 | 8 | 463 | 3,9 | 12,0 | 0,034 | 0,05 | 1,79 | 18,25 |
| 3 | 120 | 8 | 565 | 3,9 | 9,0 | 0,026 | 0,63 | 3,28 | 21,53 |
| Фильтр | 120 | — | — | — | — | — | — | 40,0 | 61,53 |
| 4 | 120 | 11 | 482 | 7,4 | 8,0 | 0,030 | 0,30 | 4,00 | 63,53 |
| Выход из сети . . | 120 | 6,5 | 630 | 2,5 | — | — | 1 | 2,50 | 2,50 |
| 5 | 120 | 19,5 | 360 | 23,0 | 3,0 | 0,037 | 0,29 | 9,20 | 11,70 |

Полный напор вентилятора: $H_e = H_{овс} + H_{он} = 65,5 + 11,7 = 77,2$ мм вод. ст.

Данные, связанные с определением диаметров ответвлений, заносим в таблицу, подобную табл. 21. Для каждого участка предусматриваем в ней три горизонтальных строки, соответствующих значениям диаметров D_0 , D_m и D по выражению (25—11).

Диаметры ответвлений

Таблица 21

| № участка | Q в м ³ /мин. | D в мм | v в м/сек. | H_0 в мм вод. ст. | l в м | $\frac{\lambda}{D}$ | $\Sigma \zeta$ | $\epsilon q^2 = H_*$ в мм вод. ст. | Полный напор (потери) в мм вод. ст. | | Разность $h = H_0 - H_0$ в мм вод. ст. |
|-----------|----------------------------|-------------|--------------|---------------------|---------|---------------------|----------------|------------------------------------|---|--|--|
| | | | | | | | | | потреб- ной $H'_0 =$ ($l \frac{\lambda}{D} +$ $+ \Sigma \zeta) H_0$ | действу- ющий (из гр. 10 табл. 20) H_0 | |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 |
| 6 | — | 328 | 8 | 3,9 | 2,0 | 0,052 | 0,18 | 13,3 | 14,41 | 16,46 | — 2,05 |
| | 40 | 272 | — | — | — | — | — | — | — | — | — |
| | — | 298 | 9,6 | 5,6 | 2,0 | 0,057 | 0,28 | 13,3 | 15,51 | 16,46 | — 0,95 |
| 7 | — | 298 | 9,6 | 5,6 | 2,0 | 0,057 | 0,28 | 13,3 | 15,51 | 18,25 | — 2,74 |
| | 40 | 268 | — | — | — | — | — | — | — | — | — |
| | — | 260 | 12,5 | 9,5 | 2,0 | 0,062 | 0,48 | 13,3 | 19,03 | 18,25 | + 0,78 |

Коэффициент повышения скорости воздуха (m) по магистральному направлению в зависимости от соотношения скоростей $\left(c = \frac{v_6}{v_n}\right)$ в количестве отсасываемого воздуха $\left(z = \frac{Q_6}{Q_n}\right)$

| $c \backslash z$ | 0,05 | 0,10 | 0,20 | 0,30 | 0,50 | 0,70 | 1,00 |
|------------------|------|-------|------|------|------|-------|------|
| 1,2 | 1,01 | 1,02 | 1,03 | 1,04 | 1,06 | 1,075 | 1,09 |
| 1,4 | 1,01 | 1,025 | 1,05 | 1,07 | 1,10 | 1,13 | 1,17 |
| 1,6 | 1,02 | 1,035 | 1,07 | 1,09 | 1,14 | 1,18 | 1,23 |

Графы 2; 6; 9 и 11 заполняются данными предыдущей таблицы и задания.

Так как D_6 должен быть безусловно меньше, чем D_1 , то в качестве D_6 принимаем значение $D_1 = 328$ мм. Это удобно потому, что графы 4, 5 и 7 могут быть заполнены без всяких вычислений по данным предыдущей таблицы.

$\Sigma \zeta_6$ в табл. 19 была принята нами равной 0,28 при $\frac{v_6}{v_n} = 1,2$; но, принимая $D_6 = D_1$, мы должны внести поправку в эту величину, учитывая изменение ζ_6 , так как при $D_6 = D_1$

$$\frac{v_6}{v_n} = 1,0$$

и ζ_6 равно не 0,10, как это было принято, а нулю.

Перемножая величины граф 6 и 7 $\left(l \frac{\lambda}{D}\right)$, складывая результат с величиной графы 8 $\left(l \frac{\lambda}{D} + \Sigma \zeta\right)$, мы после умножения полученного числа на значение H_0 (графа 5) и сложения результата с ϵq^2 (графа 9) получим величину полного напора в конце участка 6, который необходим для того, чтобы аспирировать от данной машины заданные количества воздуха при взятой величине диаметра (D_6).

Результат этих простых действий, совершаемых обычно без записывания на бумаге (сложение — устным счетом, умножение — на линейке), заносим в графу 10.

В графу 12 заносим разность величин, записанных в графах 10 и 11, представляющую собой значение h_6 .

Величину D_m принимаем, исходя из скорости, определяемой значением $\frac{v_6}{v_n}$, взятым при исчислении $\Sigma \zeta$. В данном случае, для участка 6 в табл. 19 было принято значение $\frac{v_6}{v_n} = \frac{v_6}{v_1} = 1,2$, откуда $v_6 = 1,2 v_1 = 1,2 \times 8 = 9,6$ м/сек.

Соединяя на номограмме прямой значения $Q = 40$ м³/мин. и $v = 9,6$ м/сек., прочитываем и заносим в соответствующие графы величины: $D_m = 298$ мм;

$H_0 = 5,6$ мм вод. ст. и $\frac{\lambda}{D} = 0,057$.

Последующие вычисления производим так, как это уже было указано для строки D_6 , и получаем величину h_m .

Зная величины h_m и h_6 , находим по выражению (25—11):

$$D_6 = 298 + \frac{-0,95 \times 30}{-0,95 + 2,05} = 298 - 25,9 = 272,1 \text{ мм.}$$

Точно так же находим величину

$$D_7 = 260 + \frac{0,78 \times 38}{0,78 + 2,74} = 260 + 8,4 = 268,4 \text{ мм.}$$

В табл. 20 и 21 записаны величины диаметров, полученные расчетом и подлежащие округлению при составлении спецификации, как было указано выше.

Следует отметить, что строка D в табл. 21 может быть использована для проверки степени точности вычислений D (повторное определение h по Q и найденному D). (Результат: $H_8 = 77$ мм вод. ст.; $D_1 = 330$ мм; $D_2 = 465$ мм; $D_3 = 565$ мм; $D_4 = 485$ мм; $D_5 = 360$ мм; $D_6 = 275$ мм; $D_7 = 265$ мм.)

Некоторая неточность излагаемого метода определения диаметров ответвлений, имеющая, однако, лишь принципиальное, но не практическое, значение, заключается в том, что действующий напор определяется при значении ξ_n , что не вполне соответствует окончательно устанавливающейся скорости в ответвлении. Этой неточности можно избежать, но затрата времени на некоторые дополнительные вычисления, вызываемые этим, совершенно не оправдывается степенью уточнения результата.

В предыдущем примере мы по всей магистрали принимали скорость неизменной ($v_1 = v_2 = v_3 = 8$ м/сек.). Это обстоятельство приводит к нарушению условия, для которого даны применявшиеся нами коэффициенты сопротивления тройников, а именно:

$$D_o^2 \cong D_n^2 + D_6^2 \quad (19-60)$$

Для соблюдения этого условия скорость в магистрали по мере приближения к вентилятору после присоединения каждого ответвления должна несколько повышаться.

Действительно, кроме данного выше условия, мы можем написать, что

$$v_o D_o^2 = v_n D_n^2 + v_6 D_6^2,$$

откуда, обозначая через

$$c = \frac{v_6}{v_n} \text{ и } n = \frac{F_6}{F_n} = \frac{D_6^2}{D_n^2}, \quad (19-51)$$

получим

$$v_o = v_n \frac{1 + cn}{1 + n} = m v_n. \quad (25-14)$$

Нетрудно убедиться в том, что

$$m = \frac{1 + z}{1 + \frac{z}{c}},$$

где z — отношение между количествами воздуха, аспирируемыми по боковому (Q_6) и прямому (Q_n) направлениям, т. е. $z = \frac{Q_6}{Q_n}$. Значения m в зависимости от c и z даны в табл. 22, которая может быть полезной при определении диаметров воздухопроводов и потерь напора по магистральному направлению.

При любом соотношении количеств воздуха (или диаметров) скорость его в каждом последующем участке магистрали должна быть несколько

больше, чем в предыдущем участке, ибо c обычно больше единицы. В предыдущем примере скорость во втором участке нужно было бы принять равной не 8,0 м/сек., а примерно около 8,6 м/сек.

Степень увеличения скорости по магистрали (величина c) определяется при исчислении полных напоров в сети ориентировочно, в зависимости от расстояния между ответвлениями и соотношения между потерями в них и по магистрали. Оценив возможную величину c , зная Q_n , Q_0 , v_n , мы можем, пользуясь табл. 22, определить скорость в следующем участке магистрали.

Если в результате определения диаметров ответвлений выявятся большие неувязки между принятым повышением скорости и условием равенства площадей поперечных сечений тройника, то расчет полных напоров в сети всегда легко поправим. Однако при минимальном навыке в расчетах вентиляционной сети таких исправлений производить не приходится, тем более, что требуется не вполне точное, а приближенное соблюдение условия (19—60).

Производя расчет, мы принимаем для каждого участка сети количество воздуха, указанное в задании. В действительности во всасывающей линии количество воздуха несколько возрастает вследствие подсоса через неплотности в воздуховоде. Особенно возрастает количество воздуха во всасывающих фильтрах, заключенных в деревянный шкаф, разрежение в котором достигает 50—60 мм вод. ст. Достаточно наличия малейших трещин в нем или неплотно прикрывающихся дверей, чтобы в сеть стали поступать достаточно большие количества воздуха, достигающие в сумме с подсосом воздуха через клапаны встряхивающего фильтра 25—45% поступающего в фильтр количества.

Обстоятельство это обычно учитывается при подборе фильтра и вентилятора, из которых первый подбирается на количество воздуха, превышающее заданное на 5—10%, а второй — на 20—35% большее того количества, которое поступает в фильтр.

§ 26. РЕГУЛИРОВАНИЕ ПРОПУСКНОЙ СПОСОБНОСТИ ОТВЕТВЛЕНИЙ ПРИ ПОМОЩИ ДИАФРАГМЫ

Определение диаметров ответвлений, как мы видели в предыдущем параграфе, сводилось к вычислению такой скорости воздуха, при которой необходимый полный напор (потери) в конце ответвления равнялся бы имеющемуся напору в конце того участка магистрали, к которому производится присоединение.

Необходимый полный напор для конца любого участка магистрали всегда больше, чем для соответствующего ответвления (по самому существу определения магистрального направления), и увеличивается по мере приближения к вентилятору. Вследствие этого, если количества воздуха, которые необходимо аспирировать каждым ответвлением, постоянны, мы все же должны по мере приближения к вентилятору уменьшать диаметры ответвлений, чтобы повысить необходимый напор в конце их за счет увеличения скорости движения воздуха.

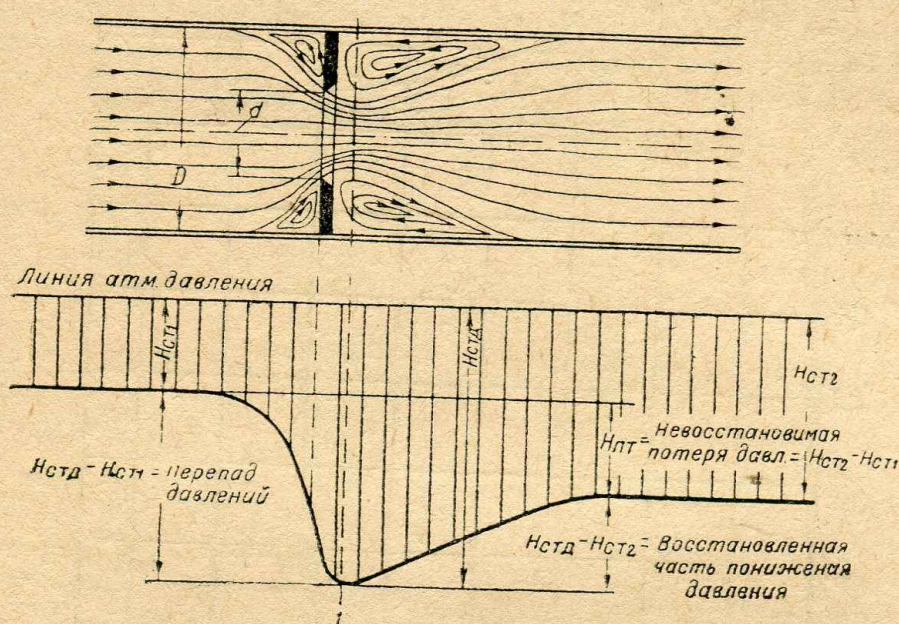
Такого же результата можно добиться и другим путем, не изменяя скоростей движения воздуха и диаметров ответвлений, а увеличивая только потери в местных сопротивлениях на величину разности между полными напорами (потерями) в магистрали и ответвлениях.

Наиболее удобным способом является введение в воздуховод дополнительного сопротивления в виде диафрагмы (дроссельной шайбы) из обычного листового железа, которая может быть зажата между любыми двумя фланцами прямого отрезка ответвления.

Введением в трубу подобной диафрагмы (фиг. 192) резко снижают давление, минимум которого ($H_{стд}$) наблюдается, как это понятно из уравнения Бернулли, в наиболее суженном сечении потока ($I—I$), отстоящем от плоскости диафрагмы на расстоянии примерно 0,1—0,2 диаметра трубы.

С уменьшением скорости за сечением 1—1 статическое давление хотя и повышается снова до величины $H_{ст2}$, однако не восстанавливается полностью до первоначальной величины ($H_{ст1}$). Потери давления ($H_{ст2} - H_{ст1}$) пропорциональны разности скоростей в наиболее суженном сечении потока в трубе. Ориентировочно они могут быть вычислены по выражению Борда-Карно с введением поправок, определяемых опытным путем.

Потери давления, вызываемые диафрагмой, могут быть выражены так же, как и для каждого местного сопротивления, коэффициентом, отнесенным к динамическому напору.



Фиг. 192. Изменения статического напора, вызываемые диафрагмой

По Иогансену¹ (1930 г.), вызываемые диафрагмой потери давления равны:

$$H_{nm} = \zeta' \frac{\gamma v_d^2}{2g} = \frac{1}{C^2} \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right] \frac{\gamma v_d^2}{2g}, \text{ мм вод. ст.} \quad (26-1)$$

где ζ' — коэффициент сопротивления, отнесенный к скорости потока в отверстии диафрагмы (v_d);

d — диаметр отверстия диафрагмы;

D — диаметр трубы;

C — коэффициент расхода, определяемый опытным путем.

Величина эта названа коэффициентом расхода, ибо объем, протекающий через отверстие диафрагмы с площадью f , равен из выражения (26—1)

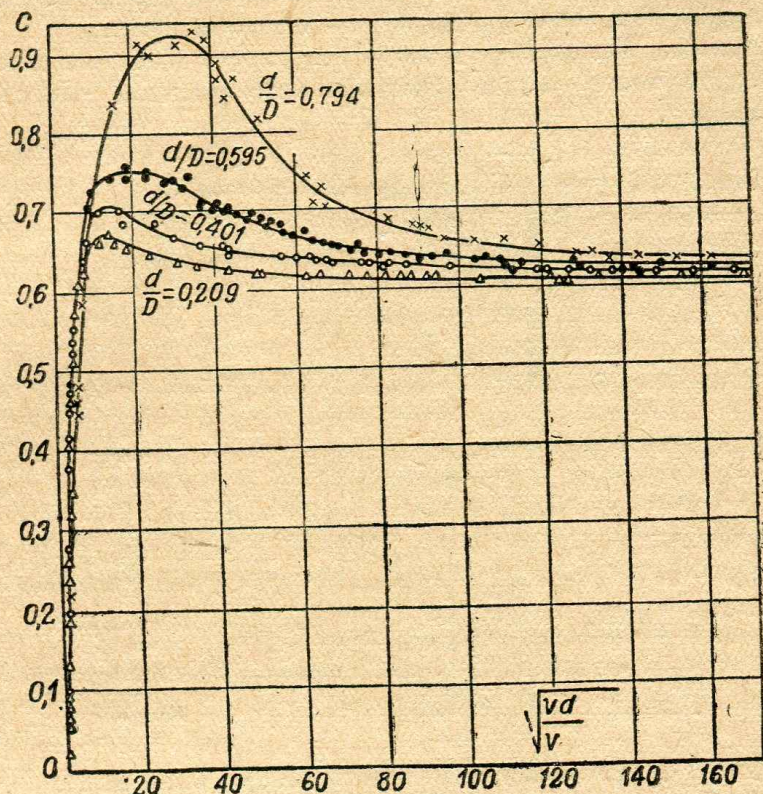
$$q = f v_d = f \sqrt{\frac{2gH_{nm}}{\gamma \zeta'}} = Cf \sqrt{\frac{2H_{nm}}{\rho \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right]}}, \quad (26-2)$$

т. е. зависит от коэффициента C .

Следует отметить попутно, что выражениями, подобными (26—2), пользуются для определения расхода воздуха, применяя калиброванные диафрагмы, величина C для которых определена ранее опытным путем. Величина коэффициента расхода зависит, с одной стороны, от отношения $\frac{d}{D}$, а с дру-

¹ F. Iohansen, Flow through Pipe Orifice at low Reynolds Numbers Proceedings of the Royal Society, Serie A. Vol. 126, № 801, 1930.

гой, — от значения числа Рейнольдса. Зависимость эта показана на фиг. 193, на которой видно, что при малых Re величина C быстро возрастает почти по прямой, достигая максимума при Re в пределах от 100 до 1000. При



Фиг. 193. Коэффициент расхода через диафрагму в зависимости от числа Рейнольдса

дальнейшем увеличении Re величина C уменьшается, стремясь для всех отношений $\frac{d}{D}$ к одному пределу, равному примерно

$$C = 0,615 = \text{const.}$$

Из приведенных кривых следует, что считать $C = \text{const}$ можно, начиная от $Re \cong 20\,000$ и больше. В § 18 п. 5 было выяснено, что Re для вентиляционных воздуховодов наших предприятий колеблется в пределах от 30 000 до 1 300 000. Следовательно, для этих условий величина C может быть принята постоянной.

Этим обстоятельством мы можем воспользоваться для весьма простого определения нужного диаметра диафрагмы в зависимости от величины разности полных напоров по линиям магистрали и ответвления (h).

Для этого выразим потери, вызываемые диафрагмой в зависимости от скорости в трубе (v):

$$H_{nm} = \zeta' \frac{\gamma v_d^2}{2g} = \zeta \frac{\gamma v^2}{2g}; \quad v_d f = v F;$$

обозначая через

$$m = \frac{f}{F} = \left(\frac{d}{D}\right)^2,$$

получим

$$H_{nm} = \zeta' \left(\frac{F}{f}\right)^2 \frac{\gamma v^2}{2g} = \frac{\zeta'}{m^2} \frac{\gamma v^2}{2g} = \zeta \frac{\gamma v^2}{2g}.$$

Следовательно, коэффициент сопротивления диафрагмы, отнесенный к скорости в трубе, равен

$$\zeta = \frac{\zeta'}{m^2}$$

или, учитывая значение ζ' (выражение 26—1) и $C = 0,615$,

$$\zeta = \frac{1}{m^2 C^2} (1 - m^2) = 2,64 \frac{1 - m^2}{m^2}. \quad (26-3)$$

Для того чтобы диафрагма увеличивала необходимый полный напор в конце ответвления до величины действующей в этом же сечении по магистрали, потери, вызываемые ею (H_{nm}), должны быть равны по величине разности полных напоров (h), т. е.

$$H_{nm} = 2,64 \frac{1 - m^2}{m^2} \frac{\gamma v^2}{2g} = h. \quad (26-4)$$

Из этого уравнения по известным h и v легко определить величину

$$\sqrt{m} = z = \frac{d}{L}$$

или искомую величину диаметра диафрагмы при данном диаметре трубы

$$d = zD. \quad (26-5)$$

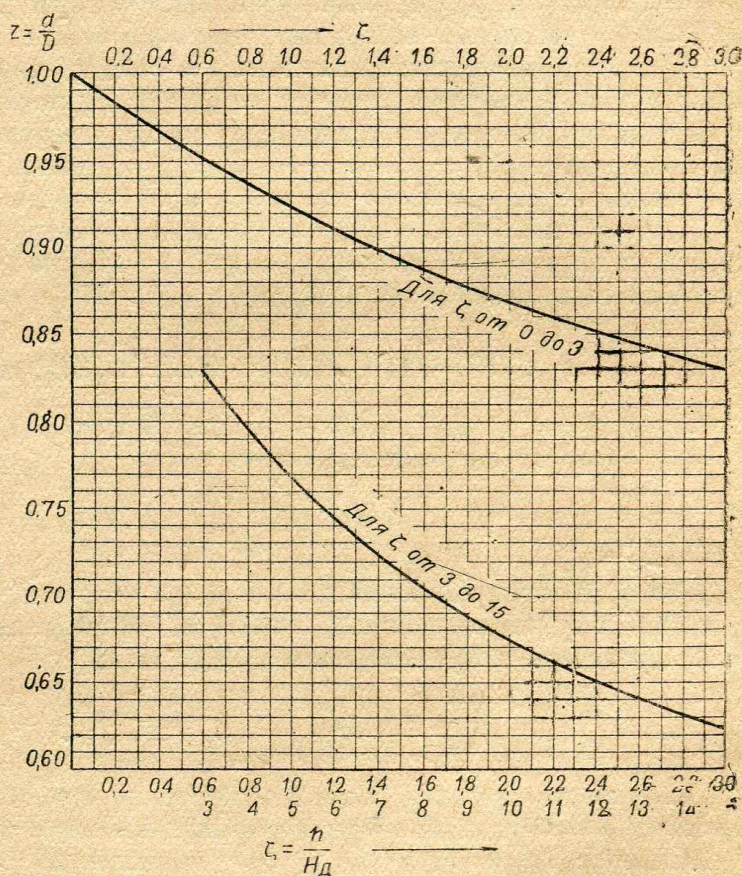
При большом количестве ответвлений для массовых расчетов определение \sqrt{m} из ур-ния (26—4) может потребовать много времени. Для упрощения расчетов мы приводим на фиг. 194 кривую, которая дает зависимость ζ от z для $Re > 20\,000$.

Определив по известной скорости в трубе величину динамического напора, мы можем по определившейся из расчета величине h найти

$$\zeta = \frac{h}{H_0}$$

и по приведенной кривой найти соответствующее этой величине значение z , подставляемое в выражение (26—5).

Применение диафрагм для регулировки количества воздуха дает возможность при аспирации длинных рядов одинаковых машин (вальцевые станки, рассева и другие машины) делать все ответвления точно одинакового диаметра, что упрощает заготовку воздухопроводов и удешевляет стоимость вентиляционной сети. Кроме того, применение диафрагм, смена которых не представляет собой никаких затруднений и требует разборки только одного фланца, дает возможность легко увеличить количество воздуха, отсасываемого



Фиг. 194. Коэффициент сопротивления диафрагмы в зависимости от соотношения диаметров отверстия диафрагмы и трубы

тем или иным участком, если в процессе эксплуатации или испытания в этом выявится необходимость.

Применение диафрагмы дает также возможность точнее регулировать количество воздуха, чем при изменении диаметров труб. Округление диаметров до чисел, кратных 5 или 10 мм, заметно искажает количество воздуха по сравнению с расчетными. Однако такое округление необходимо, ибо степень точности изготовления труб из листового железа в условиях монтажных мастерских недостаточно велика. Диафрагмы в этих же условиях могут быть изготовлены с точностью 1,0—1,5 мм.

Следует отметить, что в условиях мельниц и элеваторов можно изготавливать диафрагмы в виде легко извлекаемых задвижек; в противном случае необходимо у диафрагм делать люки для периодической очистки от пылевых отложений, нарушающих работу диафрагмы.

II. Расчет вентиляционной сети по методу потерь напора на единицу длины (метод Ритшеля)

Метод расчета проф. Ритшеля является первым по времени опубликования (1893 г.) и нашедшим весьма широкое применение при расчете вентиляционных и отопительных установок. Ритшель собрал, систематизировал и разработал практически удобные методы расчета, не потерявшие своего значения и ныне, дал им научное обоснование, изложил результаты ряда своих экспериментальных работ и работ сотрудников по школе, а также применял эти результаты непосредственно для целей проектирования и расчета установок.

Несмотря на то что многие его данные устарели, как, например, коэффициенты местных сопротивлений, излагаемый Ритшелем метод расчета сети и ныне применяется в инженерной практике.

§ 27. СОПРОТИВЛЕНИЕ ВЕНТИЛЯЦИОННОЙ СЕТИ

Определение потерь давления в прямой трубе ведется Ритшелем по выражению, которое уже было приведено нами:

$$R = 6,61 \frac{v^{1,924}}{D^{1,281}} \text{ мм вод. ст.} \quad (18-44)$$

Пользуясь этим выражением, по длине участков, на которые разбита магистраль, и сумме коэффициентов местных сопротивлений можно определить величину потерь сети следующим выражением:

$$H_{um} = \Sigma Rl + \Sigma \zeta \frac{v^2}{2g}.$$

Для удобства ведения расчета и проверки его отдельные члены этих сумм заносятся в таблицы, примеры которых даны ниже (табл. 23 и 24).

Для определения значений R без вычислений Ритшель рекомендует таблицы, позволяющие по любым двум значениям из v (м/сек.), D (мм) и ($\text{м}^3/\text{сек.}$) приблизительно определить величину R . Часть этих таблиц, в пределах наиболее употребительных в нашей практике значений v и D , приведена в приложениях (табл. IV).

При помощи этих таблиц возможно решение ряда разнообразных задач.

1) Определение диаметра воздуховода по заданным q и v . Например, задано $q = 0,833 \text{ м}^3/\text{сек.}$ ($Q = 50 \text{ м}^3/\text{мин.}$), $v = 10 \text{ м/сек.}$ Ищем в таблице значение q , близкое к заданному, и связанное с ним $v = 10 \text{ м/сек.}$ Находим в графе $D = 325 \text{ мм}$ две пары таких величин: $q = 0,800 \text{ м}^3/\text{сек.}$, $v = 10,0 \text{ м/сек.}$ и $q = 0,880 \text{ м}^3/\text{сек.}$, $v = 10 \text{ м/сек.}$; следовательно, $D = 325 \text{ мм}$.

2) Определение величины потерь на единицу длины (R) по заданным q и v . Например, при заданных $q = 0,833 \text{ м}^3/\text{сек.}$ и $v = 10 \text{ м/сек.}$ мы нашли

две пары величин, близких к заданным; при $q = 0,800 \text{ м}^3/\text{сек.}$ $R = 0,31$, а при $q = 0,880 \text{ м}^3/\text{сек.}$ $R = 0,37 \text{ мм вод. ст.}$ Интерполируя для заданного значения q , получаем

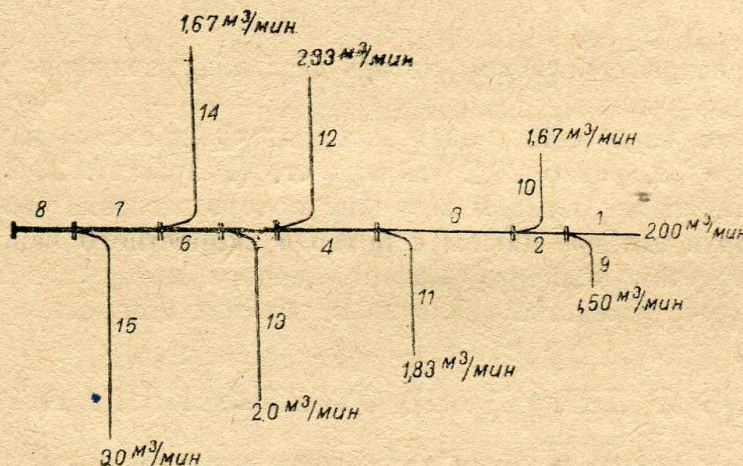
$$R = 0,31 + \frac{0,833 - 0,800}{0,880 - 0,800} (0,37 - 0,31) = 0,335 \text{ мм вод. ст.}$$

3) Определение диаметра воздуховода и скорости воздуха по заданным величинам потерь на единицу длины (R) и количества воздуха (q). Например, в случае необходимости израсходовать на 1 м длины воздуховода 1,2 мм вод. ст. и пропустить при этом $0,90 \text{ м}^3/\text{сек.}$ воздуха, диаметр трубы мы должны (см. табл. IV) сделать равным 260 мм; скорость воздуха при этом будет равна 16 м/сек.

Перечисленные задачи наиболее часто встречаются при расчете сети. Кроме них, возможно решение еще 9 задач.

Порядок определения сопротивления сети показан нижеследующим примером, тема которого заимствована у Ритшеля.

● Пример 48. Определить потери давления в нагнетающей линии воздуховода, схема которой показана на фиг. 195. Воздух стандартный, трубы



Фиг. 195. Схема нагнетающей сети

круглого сечения, скорость не менее 5 м/сек. Магистральным является направление 1—8. Количества воздуха, которые необходимо подать, указаны на схеме. Длина участков и сумма коэффициентов местных сопротивлений для каждого даны в табл. 23.

● Решение. По заданной величине скорости ($v = 5 \text{ м/сек.}$) и $q_1 = 0,033 \text{ м}^3/\text{сек.}$ определяем соответствующий этому диаметр первого участка:

$$D_1 = 1,13 \sqrt{\frac{q}{v}} = 1,13 \sqrt{\frac{0,033}{5}} = 0,092 \text{ м} \approx 90 \text{ мм.}$$

Потери напора на 1 м длины такой трубы:

$$R = 6,61 \frac{51,924}{92^{2,281}} = 6,61 \frac{22,1}{325} = 0,45 \text{ мм вод. ст.}$$

Такие же результаты получаем и по табл. IVе. Полученные величины заносим в графы 5 и 6 табл. 23.

Точно так же, но пользуясь табл. IV, определяем по v и q величины R и D для всех остальных участков.

Далее находим для каждого участка произведения величин, занесенных в графы 4 и 5 (Rl), т. е. потери на трение, а также потери, вызванные местными сопротивлениями ($H_0 \Sigma \zeta$), и, суммируя их с потерями на трение, определяем величину потерь для данного участка (графа 9).

Определение потерь в сети
(к примеру 48)

| № участка | По заданию | | | При $v = 5$ м/сек; | | | $H_0 = 1,53$ мм вод. ст. | | Потери к концу данного участка в мм вод. ст. |
|-----------|----------------------------|----------------|---------|--------------------|----------|--------------------|----------------------------------|--|--|
| | q в м ³ /сек. | $\Sigma \zeta$ | l в м | R в мм вод. ст. | D в мм | Rl в мм вод. ст. | $H_{\Sigma \zeta}$ в мм вод. ст. | $H_{nm} = Rl + H_{\Sigma \zeta}$ в мм вод. ст. | |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| 1 | 0,033 | 2,5 | 4,0 | 0,45 | 90 | 1,8 | 3,8 | 5,6 | 5,6 |
| 2 | 0,058 | 1,0 | 3,6 | 0,37 | 120 | 1,3 | 1,5 | 2,8 | 8,4 |
| 3 | 0,086 | 1,0 | 5,2 | 0,25 | 150 | 1,3 | 1,5 | 2,8 | 11,2 |
| 4 | 0,117 | 1,0 | 6,7 | 0,21 | 170 | 1,4 | 1,5 | 2,9 | 14,1 |
| 5 | 0,156 | 1,0 | 5,1 | 0,17 | 200 | 0,9 | 1,5 | 2,4 | 16,5 |
| 6 | 0,189 | 1,0 | 4,3 | 0,14 | 220 | 0,6 | 1,5 | 2,1 | 18,6 |
| 7 | 0,217 | 1,0 | 7,8 | 0,12 | 240 | 0,9 | 1,5 | 2,4 | 21,0 |
| 8 | 0,267 | 1,0 | 6,0 | 0,12 | 260 | 0,7 | 1,5 | 2,2 | 23,2 |

В графу 10 заносим величины потерь давления, начиная от устья участка I до конца данного участка.

Сопротивление всей сети или сумма потерь давления в ней, как видно из итога в графе 10, равно 23,2 мм вод. ст. (Результат: 23,2 мм вод. ст.)

Определяя таким же образом величину потерь давления во всасывающей линии и, суммируя эти две цифры с потерей скоростного напора при выходе из сети, мы получим величину полного напора, который должен развивать вентилятор в случае равенства давлений в объемах всасывания и нагнетания.

§ 28. ПОДБОР ДИАМЕТРОВ ОТВЕТВЛЕНИЙ МАГИСТРАЛИ

Зная величину потерь к концу каждого из участков магистрали, мы можем из условия равенства потерь для ответвления и магистрали в сечении, общем для них, определить величины диаметров ответвлений.

Диаметры ответвлений, по Ритшелю, определяются следующим образом:

1) исходя из скорости воздуха, принятой для магистрали, или несколько большей и суммы коэффициентов местных сопротивлений для каждого ответвления, определяют величину потерь давления, вызываемых фасонными деталями ($\Sigma \zeta \frac{\gamma v^2}{2g}$);

2) величину эту отнимают от напора, действующего в сечении, общем для ответвления и магистрали (графа 10, табл. 23); остаток указывает величину напора, который должен быть израсходован на трение в трубе Rl ;

3) остаток этот делят на длину ответвления l и находят необходимую величину потери на каждый метр длины воздуховода (R);

4) по заданному количеству воздуха q и найденной таким образом величине R находят, пользуясь табл. IV, значения диаметра ответвления и скорости воздуха в нем.

Применение этого порядка подбора диаметров ответвления показано примером 49.

● Пример 49. Определить диаметры ответвлений для нагнетающей линии, потери напора в которой найдены при решении предыдущего примера (см. табл. 23). Длина участков и сумма коэффициентов местных сопротивлений приведены в табл. 24.

● Решение. В графу 5, табл. 24 заносим результативные данные определения потерь напора к концу каждого участка магистрали. Умножая вели-

чины динамического напора (1,53 мм вод. ст.), соответствующего предварительно принятой скорости (5 м/сек.), на величины $\Sigma\zeta$, получаем значение потерь, вызванных местными сопротивлениями (графа 6).

Разность между величинами граф 5 и 6, т. е. величина потерь, которые должны быть израсходованы на трение (графа 7), разделенная на длину участка (графа 4), дает величины потерь на 1 м длины (графа 8), по которым, пользуясь табл. IV, находим диаметры ответвлений, учитывая заданные количества воздуха. (Результат: графа 9, табл. 24.)

Данные графы 10 табл. 24 указывают на то, что диаметры определены не вполне точно, так как скорости, полученные в результате (графа 10), для большинства ответвлений достаточно сильно отличаются от скорости, принятой для определения потерь, вызванных местными сопротивлениями ($\zeta \frac{\gamma v^3}{2g}$).

Наличие более низкой скорости в участке 9 указывает на то, что магистральным является не направление 1—8, как это было принято в начале расчета, а направление 9—2—8.

Для более точного определения диаметров можно произвести повторный расчет, принимая для определения $\zeta \frac{\gamma v^2}{2g}$ скорости, близкие к средним между 5 м/сек. и полученными в графе 10, табл. 24.

Подбор диаметров ответвлений
(к примеру 49)

Таблица 24

| № участков | По заданию | | | При $v = \text{м/сек.}; H_0 = 1,53 \text{ мм вод. ст.}$ | | | | | |
|------------|------------------|---------------|------------|---|--------------------------------------|--------------------------|-------------------------|-------------|-----------------|
| | q в м³/сек. | $\Sigma\zeta$ | l в м | Располагае- мый напор в мм вод. ст. | $H_0\Sigma\zeta$ в мм вод. ст. | Rl в мм вод. ст. | R в мм вод. ст. | D в мм | v в м/сек. |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| 9 | 0,025 | 3,0 | 3 | 5,6 | 4,6 | 1,0 | 0,33 | 90 | 4 |
| 10 | 0,026 | 3,3 | 6 | 8,4 | 5,0 | 3,4 | 0,57 | 85 | 5 |
| 11 | 0,031 | 3,3 | 8 | 11,2 | 5,0 | 6,2 | 0,78 | 80 | 6 |
| 12 | 0,039 | 3,6 | 10 | 14,1 | 5,5 | 8,6 | 0,86 | 85 | 7 |
| 13 | 0,033 | 3,6 | 12 | 16,5 | 5,5 | 11,0 | 0,92 | 80 | 7 |
| 14 | 0,028 | 3,9 | 14 | 18,6 | 6,1 | 12,5 | 0,89 | 75 | 7 |
| 15 | 0,050 | 3,9 | 16 | 21,0 | 6,1 | 14,9 | 0,93 | 95 | 8 |

III. Расчет вентиляционной сети по методу эквивалентных отверстий

§ 29. ПОНЯТИЕ ОБ ЭКВИВАЛЕНТНОМ ОТВЕРСТИИ

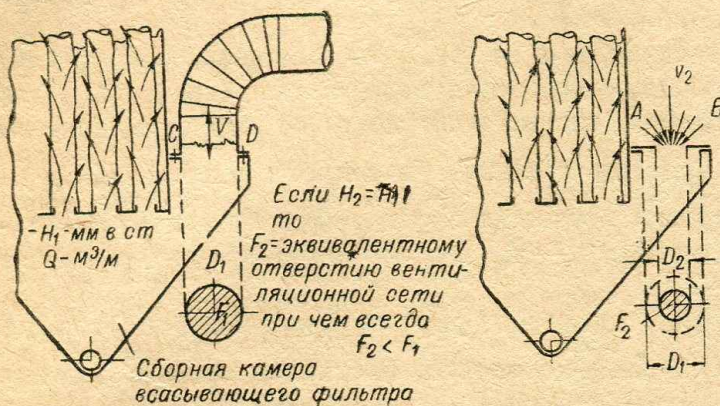
1. Общее определение понятия. Основой расчета вентиляционной сети по методу эквивалентных отверстий является удачно использованное д-ром Блессом понятие об эквивалентном отверстии, которое было впервые предложено Мюргом в 70-х годах прошлого столетия.

По Мюргу, величина эквивалентного отверстия должна характеризовать каждую данную вентиляционную сеть в отношении степени сопротивления ее движению воздуха вне зависимости от его количества.

Эквивалентным отверстием данного воздуховода называется площадь такого круглого отверстия, которое при одинаковых разностях давления пропускает тот же объем воздуха, что и данный воздуховод.

Четкое усвоение понятия об эквивалентном отверстии является весьма важным условием овладения данным методом расчета.

Данное определение понятия об эквивалентном отверстии может относиться не только к сложному воздуховоду в целом, но и к каждой отдельной части его. Физический смысл понятия об эквивалентном отверстии может быть усвоен из следующего примера: к сборной камере всасывающего фильтра, в которой господствует разрежение, присоединен, как обычно, магистральный воздуховод сети, разветвляющийся далее (фиг. 196) на ряд участков, присоединенных



Фиг. 196. К формулировке понятия об эквивалентном отверстии

к аспирируемым машинам. Предположим, что для обеспечения заданных кубатур воздуха, равных в сумме Q м³/мин., необходимо, чтобы в сборной камере всасывающего фильтра господствовало определенное разрежение, равное H_1 мм вод. ст. Разность между полным избыточным давлением в здании завода (H_3) и полным напором в камере фильтра (H_1), т. е. $H_3 - H_1 = H_{nt}$, расходуется на преодоление сопротивлений ма-

шин, трения в трубах и местных сопротивлений в них.

Такая же затрата напора может быть вызвана не только данным воздуховодом, но и какой-либо другой аспирационной сетью, при том же расходе воздуха, а также и совершенно без воздуховода, лишь одним уменьшением входного в камеру отверстия.

Так например, уменьшая диаметр входного отверстия D_1 при наличии сети при помощи накладки с круглым отверстием (см. фиг. 196) до какого-то диаметра D_2 , мы вызовем этим сужением затрату напора, равную $H_3 - H_2$.

Если подобрать величину D_2 так, чтобы количество воздуха осталось без изменения, т. е. чтобы $Q_2 = Q_1$, и потери давления были также равны между собой, т. е. чтобы $H_3 - H_2 = H_3 - H_1$, или $H_2 = H_1$, то отверстие с площадью F_2 в наложенной накладке (фиг. 196) и будет представлять собой эквивалентное отверстие нашей аспирационной сети.

Из данного примера ясно, что при неизменном давлении количество воздуха с увеличением отверстия диафрагмы будет расти, а при неизменном количестве воздуха нужно с увеличением отверстия понизить создаваемое в камере разрежение.

Отсюда ясно, что величина отверстия, заменяющего собой в смысле сопротивления всю аспирационную сеть, т. е. величина эквивалентного (равнозначущего) отверстия, определяется величинами количества воздуха (Q м³/мин. или q м³/сек.) и потерь давления (H мм вод. ст.).

Вид этой зависимости может быть определен следующим образом: секундное количество воздуха, которое будет протекать через отверстие в диафрагме, равно (см. фиг. 196)

$$q_2 = F_2 v_2.$$

Хотя величина скорости v_2 нам неизвестна, но она определяется величиной разрежения H_2 , ибо весь данный напор вследствие отсутствия трения в тонкостенной диафрагме затрачивается на создание полностью теряемой далее скорости (удар) по ур-нию (17—21).

$$v_2 = 4 \sqrt{H_2}.$$

Если $q_2 = q_1$ и $H_2 = H_1$, то, как было выяснено выше,

$$F_2 = F_1$$

т. е. величина F_2 будет представлять собой величину эквивалентного отверстия сети.

Тогда

$$q_2 = 4F_2 \sqrt{H_2}, \quad (29-1)$$

откуда величина эквивалентного отверстия

$$F_2 = \frac{q_2}{4\sqrt{H_2}}$$

или в общем виде безотносительно к приведенному примеру

$$F_2 = \frac{q}{4\sqrt{H}} = \frac{Q}{240\sqrt{H}} \text{ м}^2. \quad (29-2)$$

Это выражение, дающее зависимость между величиной эквивалентного отверстия и величинами Q и H , является одним из основных при применении метода эквивалентных отверстий, и смысл его должен быть усвоен особенно четко.

2. Уточнение понятия об эквивалентном отверстии. При выводе выражения величины F_2 как функции расхода и напора нами были допущены некоторые условности, вследствие чего полученное нами понятие об эквивалентном отверстии является не абсолютным, а условным. Действительно, из гидравлики известно, что при истечении через отверстие в тонкой стенке наблюдаются следующие явления:

1) понижение скорости против величины, взятой по формуле Торичелли:

$$v = \sqrt{\frac{2gH}{\gamma}},$$

до величины

$$v = \varphi \sqrt{\frac{2gH}{\gamma}},$$

где φ — коэффициент скорости;

2) явление сжатия вытекающего потока, учитываемое коэффициентом сжатия,

$$\alpha = \frac{f}{F},$$

где F — площадь отверстия;

f — площадь поперечного сечения потока.

Таким образом действительный секундный расход — произведение из площади потока на его скорость — будет равен

$$q = \alpha F_2 \varphi \sqrt{\frac{2gH}{\gamma}} \cong 4\alpha\varphi F_2 \sqrt{H}$$

вместо принятого при выводе значения величины F_2

$$q = 4F_2 \sqrt{H}. \quad (29-1)$$

Величина

$$\alpha\varphi = \mu,$$

называемая коэффициентом расхода, по Мюргу, равна 0,65.

В ур-нии (29—1) коэффициент расхода был принят нами равным единице. Такого высокого коэффициента расхода в действительности не наблюдается. При округлении краев и тщательнейшей полировке внутренней поверхности можно значительно повысить величину μ . Так например, при профиле отверстия, который показан на фиг. 197, коэффициент расхода приближается к единице, доходя до $\mu = 0,96$.

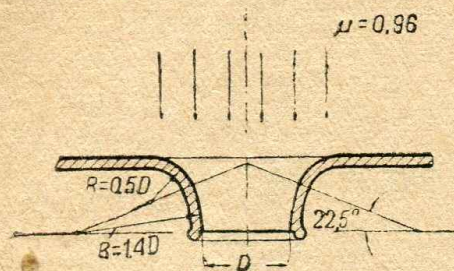
Вследствие этого, уточняя сформулированное выше определение понятия об эквивалентном отверстии, необходимо дополнить, что эквивалентное отверстие — условное отверстие с коэффициентами скорости, сжатия и расхода равными единице.

Эта условность узаконена также правилами для испытания вентиляторов, причем для данного условного эквивалентного отверстия в отличие от абсолютного определения при $\mu = 0,65$ рекомендуется употреблять название „эквивалентное сопло“.

Учитывая распространенность употребления в вентиляционной технике термина „эквивалентное отверстие“, мы все же будем пользоваться им, применяя его к отверстию с $\mu =$

Этой условности определения понятия эквивалентного отверстия можно придать известный физический смысл, а именно:

Фиг. 197. Форма насадки, имеющей коэффициент расхода, близкий к единице



1) эквивалентное отверстие является просто отверстием в тонкой стенке, а отверстием с тщательно округленными краями (соплом, насадкой, Düse), близким к изображенному фиг. 197;

2) это отверстие — насадка — предполагается изготовленным настолько тщательно, что не вызывает никаких потерь на трение и вихреобразование, причем напор расходуется исключительно на создание скорости, а динамический напор, соответствующий ей, полностью теряется при явлении удара.

Отмеченная условность вызвана простотой оперирования понятием эквивалентного отверстия при коэффициенте расхода, равном единице.

Второе допущение, делаемое часто без оговорок и сделанное нами, заключается в том, что величина скорости принята равной

$$v = 4 \sqrt{H_0}, \quad (17-21)$$

что, как было выяснено в § 17, п. 2, правильно только для $\gamma_{св} = 1,23 \text{ кг/м}^3$, т. е., например, при температуре сухого воздуха в 15° . Действительная величина скорости для воздуха других температур и влажностей

$$v = k \sqrt{H_0}. \quad (17-22)$$

Поэтому более точное и общее выражение величины F_s будет

$$F_s = \frac{q}{k\sqrt{H}}. \quad (29-3)$$

Это уточнение особенно важно помнить при испытаниях и расчетах вентиляционных устройств в сушильных установках, ибо величина коэффициента k довольно сильно меняется в зависимости от температуры и влажности воздуха (для сухого воздуха при -20° $k = 3,74$, а для $\omega = 80\%$ при $+200^\circ$ $k = 6,16$), и пренебрежение этим уточнением неизбежно приведет к достаточно ощутительным ошибкам. Желая соблюсти точность выше $\pm 5\%$, следует пользоваться ур-нием (29—2) лишь тогда, когда температура воздуха не ниже -10° и не выше $+35^\circ$. Во всех остальных случаях следует пользоваться уравнением (29—3).

¹ Regeln für Leistungsversuche an Ventilatoren und Kompressoren, Zweite verbesserte Auflage, VDI, Verlag 1926, S. 3.

Следует уточнить также физическое значение понятия об эквивалентном отверстии в применении к вентиляционной сети.

При первом взгляде на выражение

$$F_s = \frac{q}{4\sqrt{H}} \quad (29-2)$$

может создаться представление, что эквивалентное отверстие той или иной определенной вентиляционной сети зависит, например, от количества пропускаемого через нее воздуха. Из приведенного уравнения можно заключить, что с увеличением, например, количества воздуха, будет расти величина эквивалентного отверстия и т. д. К такому неправильному заключению можно прийти, если рассматривать данное уравнение без уяснения его физического смысла.

В действительности же эквивалентное отверстие, характеризующее вентиляционную сеть в отношении сопротивляемости ее протеканию воздуха, величина постоянная для каждой данной вентиляционной сети, не зависящая ни от q , ни от H , порознь взятых, а обусловленная лишь конструкцией (размерами и взаимным расположением отдельных частей) данной сети. Из этого положения следует, что изменение величины эквивалентного отверстия невозможно без изменения размеров или взаиморасположения частей сети. Действительно, согласно уравнению (29—2) для изменения F_s нужно изменить либо q , либо H , но изменение количества воздуха при неизменном H возможно лишь в случаях засорения сети, прикрытия клапанов на машинах или частях воздуха и т. п., т. е. неизбежно связано с изменением размеров воздухо-

провода. Изменение действующего напора при неизменном количестве воздуха, например, увеличение H_1 , возможно лишь при дросселировании воздухопровода, что также требует изменения конструкции сети.

Таким образом и в том и в другом случае q и H могут изменяться независимо только при изменении конструкции самой сети. Отсюда следует, что $F_s = \text{const}$ для каждой данной вентиляционной сети, если допустить, что коэффициенты сопротивления (λ , ζ , ϵ) независимы от числа Рейнольдса.

Величины q и H для каждого простого или сложного воздухопровода могут, конечно, принимать любые значения — от нуля и выше, — но в определенном соотношении друг к другу.

Зная величину эквивалентного отверстия вентиляционной сети, можно построить для нее характеристическую кривую, определяющую все возможные для данной сети значения кубатур и разрежений.

● **Пример 51.** Построить кривую QH для аспирационной сети, имеющей эквивалентное отверстие $F_s = 0,125 \text{ м}^2$.

● **Решение.** Уравнение искомой кривой будет

$$0,125 = \frac{q}{4\sqrt{H}}$$

или, разрешая его относительно q , имеем $q = 0,5 \sqrt{H}$.

Придавая величине H любые значения, получим ряд точек, по которым в координатах $q—H$ нанесем характеристическую кривую данной сети.

Так например:

| | | | |
|---------------|-------------|-----------|----------------------|
| При $H = 125$ | мм вод. ст. | $q = 5,6$ | м ³ /сек. |
| " $H = 100$ | " " " | $q = 5,0$ | " |
| " $H = 75$ | " " " | $q = 4,3$ | " |
| " $H = 50$ | " " " | $q = 3,5$ | " |
| " $H = 25$ | " " " | $q = 2,5$ | " |
| " $H = 10$ | " " " | $q = 1,7$ | " |
| " $H = 0$ | " " " | $q = 0,0$ | " |

Эти значения, нанесенные на фиг. 198, образуют кривую $OABCDEF$, являющуюся характеристической для вентиляционных воздухопроводов, имеющих $F_s = 0,125 \text{ м}^2$.

Построенная кривая полностью характеризует данную вентиляционную сеть в отношении возможностей тех или иных комбинаций кубатур и напоров. Так например, желая получить через данную вентиляционную сеть $240 \text{ м}^3/\text{мин.}$ воздуха, мы должны иметь вентилятор, развивающий полный напор, равный 64 мм вод. ст. Точно так же данная кривая указывает, что при вентиляторе, развивающем напор в 90 мм вод. ст. , через данную сеть нельзя аспирировать, например, необходимых $300 \text{ м}^3/\text{мин.}$ воздуха, а всего лишь $285 \text{ м}^3/\text{мин.}$, и что для достижения расхода в $300 \text{ м}^3/\text{мин.}$ необходимо повысить развиваемый напор до 100 мм. вод. ст.

Кривая QH представляет собой квадратичную параболу, ибо уравнение, по которому она построена,

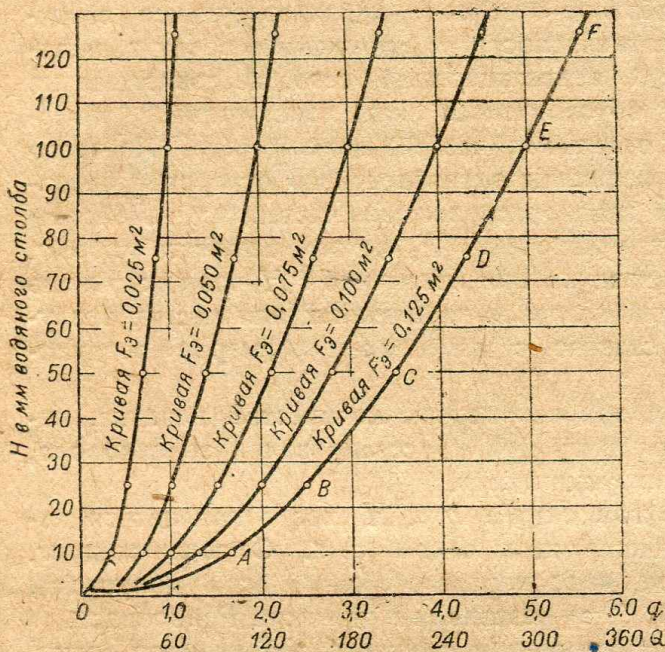
$$q = 4F_s \sqrt{H}$$

может быть, вследствие того, что $F_s = \text{const}$, представлено в виде

$$q^2 = 2pH,$$

что и является уравнением параболы относительно вершины, причем параметр ее

$$2p = 16F_s^2.$$



Фиг. 198. Характеристики пяти различных вентиляционных сетей

На фиг. 198 нанесен ряд характеристических кривых для воздухопроводов с различными величинами эквивалентных отверстий. Все они представляют собой параболические кривые с различной в зависимости от величины F_s крутизной ветвей. На фиг. 198 ясно видно, что чем меньше эквивалентное отверстие вентиляционной сети, тем больший напор нужно затратить для достижения одного и того же расхода воздуха.

Ознакомление с построением и природой характеристических кривых вентиляционной сети важно не только для усвоения физического смысла понятия об эквивалентном отверстии; оно имеет также практическое значение при испытании вентиляторов и подборе их для проектируемой вентиляционной сети.

§ 30. ВЕЛИЧИНЫ ЭКВИВАЛЕНТНЫХ ОТВЕРСТИЙ ДЛЯ РАЗЛИЧНЫХ ЧАСТЕЙ ВОЗДУХОВОДОВ

1. Общие формулировки понятий. Как было отмечено выше, величиной эквивалентного отверстия может быть охарактеризован весь воздухопровод в целом — полное эквивалентное отверстие вентиляционной сети F_s либо отдельные, его составляющие, как например:

1) эквивалентное отверстие трения F_m , характеризующее исключительно потери на трение в данном воздуховоде;

2) эквивалентное отверстие входа $F_{вх}$, характеризующее потери, возникающие при входе в трубу;

3) эквивалентное отверстие выхода $F_{вых}$, характеризующее аналогичные потери при выходе из трубы.

Этими величинами исчерпываются виды эквивалентных отверстий, употре-

ю вентиляционную
ий кубатур и напо-
вентиляционную сеть
зающий полный на-
указывает, что при
данную сеть нельзя
ка, а всего лишь
необходимо повы-
лу, ибо уравнение,

следствие того, что
едставлено в виде

$$= 2pH,$$

уравнением пара-
но вершины, при-
е

$$16F_g^2.$$

нанесен ряд ха-
кривых для воз-
ичными величи-
ных отверстий.
вляют собой па-
ивые с различ-
и от величины F_g
ей. На фиг.
что чем мень-
отверстие вен-
тем больший
ратить для до-
того же рас-

их кривых вен-
смысла поня-
е значение при
вентиляцион-

гий

В

выше, вели-
весь воздухо-
сети F_g либо

сключительно

тери, возни-

аналогичные

стей, употре-

бляемых Блессом. По существу возможно также употреблен-
дов эквивалентных отверстий, например:

1) эквивалентное отверстие местного сопротивления F_c , ко-
не употребляется, вследствие того, что местные сопротивлен-
им в сопротивлении трения (см. § 32); к этому виду эквива-
стия может быть отнесено также и F_{ex} ;

2) эквивалентное отверстие сопротивления машины F_m , ко-
ству представляет собой частный случай местного сопротивлен-
противление входа.

Определим величины упомянутых здесь видов эквивалент-
в зависимости от геометрических размеров воздухопроводов и
трения.

2. Величина эквивалентного отверстия трения (потеря в трубе). Числовую величину эквивалентного отверстия трения
определить, пользуясь ур-нием (29—2), но вводя под радикал,
на трение H_m .

• Пример 51. Чему равна величина эквивалентного отве-
цилиндрической трубы длиной 50 м, диаметром 500 мм при
духа в трубе 15 м/сек?

• Решение:

$$F_m = \frac{q}{4\sqrt{H_m}},$$

где

$$q = Fv = \frac{\pi D^2}{4} v,$$

а потеря напора на трение

$$H_m = \lambda \frac{l}{D} \frac{v^2}{2g} \cong \frac{\lambda l}{D} \left(\frac{v}{4} \right)^2,$$

где коэффициенты трения по Блессу

$$\lambda = 0,0124 + \frac{0,0011}{D} = 0,0124 + \frac{0,0011}{0,5} = 0,0147.$$

Подставим числовые значения q и H_m :

$$l = 50 \text{ м}; \quad D = 0,5 \text{ м}; \quad F = \frac{\pi 0,5^2}{4} = 0,197 \text{ м}^2, \quad v = 15 \text{ м/сек.}$$

$$q = 0,197 \times 15 = 2,956 \text{ м}^3/\text{сек.},$$

$$H_m = 0,0147 \frac{50}{0,5} \left(\frac{15}{4} \right)^2 = 20,6 \text{ мм вод. ст.}$$

Подставляя числовые значение q и H_m в выражение F_m , получим

$$F_m = \frac{2,956}{4\sqrt{20,6}} = 0,1627 \text{ м}^2.$$

В данном примере мы фактически уже получили выражение
эквивалентного отверстия трения. Прделаем точно то же с буквенны-
жениями:

$$F_m = \frac{q}{4\sqrt{H_m}} = \frac{Fv}{4\sqrt{\frac{\lambda l}{D} \left(\frac{v}{4} \right)^2}} = \frac{F}{\sqrt{\frac{\lambda l}{D}}}$$

или, изменив величину под радикалом на обратную,

$$F_m = F \sqrt{\frac{D}{\lambda l}} \text{ м}^2.$$

бляемых Блессом. По существу возможно также употребление и других видов эквивалентных отверстий, например:

1) эквивалентное отверстие местного сопротивления F_c , которое Блессом не употребляется, вследствие того, что местные сопротивления переводятся в сопротивления трения (см. § 32); к этому виду эквивалентного отверстия может быть отнесено также и F_{ex} ;

2) эквивалентное отверстие сопротивления машины F_m , которое по существу представляет собой частный случай местного сопротивления, как и сопротивление входа.

Определим величины упомянутых здесь видов эквивалентных отверстий в зависимости от геометрических размеров воздухопроводов и коэффициента трения.

2. Величина эквивалентного отверстия трения (потерь в прямой трубе). Числовую величину эквивалентного отверстия трения мы можем определить, пользуясь ур-нием (29—2), но вводя под радикал только потери на трение H_m .

● Пример 51. Чему равна величина эквивалентного отверстия трения цилиндрической трубы длиной 50 м, диаметром 500 мм при скорости воздуха в трубе 15 м/сек.?

● Решение:

$$F_m = \frac{q}{4\sqrt{H_m}},$$

где

$$q = Fv = \frac{\pi D^2}{4} v,$$

а потеря напора на трение

$$H_m = \lambda \frac{l}{D} \frac{v^2}{2g} \approx \frac{\lambda l}{D} \left(\frac{v}{4}\right)^2, \quad (29-4)$$

где коэффициенты трения по Блессу

$$\lambda = 0,0124 + \frac{0,0011}{D} = 0,0124 + \frac{0,0011}{0,5} = 0,0147.$$

Подставим числовые значения q и H_m :

$$l = 50 \text{ м}; \quad D = 0,5 \text{ м}; \quad F = \frac{\pi 0,5^2}{4} = 0,197 \text{ м}^2, \quad v = 15 \text{ м/сек.},$$

$$q = 0,197 \times 15 = 2,956 \text{ м}^3/\text{сек.},$$

$$H_m = 0,0147 \frac{50}{0,5} \left(\frac{15}{4}\right)^2 = 20,6 \text{ мм вод. ст.}$$

Подставляя числовые значение q и H_m в выражение F_m , получим

$$F_m = \frac{2,956}{4\sqrt{20,6}} = 0,1627 \text{ м}^2.$$

В данном примере мы фактически уже получили выражение величины эквивалентного отверстия трения. Прделаем точно то же с буквенными выражениями:

$$F_m = \frac{q}{4\sqrt{H_m}} = \frac{Fv}{4\sqrt{\frac{\lambda l}{D} \left(\frac{v}{4}\right)^2}} = \frac{F}{\sqrt{\frac{\lambda l}{D}}}$$

или, изменив величину под радикалом на обратную,

$$F_m = F \sqrt{\frac{D}{\lambda l}} \text{ м}^2. \quad (30-1)$$

Это выражение также является одним из основных при применении метода эквивалентных отверстий.

Из этого выражения особенно ясно видно, что величина эквивалентного отверстия, в данном случае эквивалента трения, не зависит ни от Q , ни от H , а определяется исключительно размерами вентиляционной сети.

Из этого выражения ясно также, что с увеличением длины воздуховода эквивалентное отверстие уменьшается (потери на трение растут). Отсюда следует, что эквивалентное отверстие находится в обратной зависимости с характеризующим им сопротивлением.

Чтобы предупредить часто складывающееся ложное представление о взаимозависимости между величиной поперечного сечения трубы F и F_m , нужно отметить, что F_m может быть не только меньше F , но и больше. Из ур-ния (30—1) видно, что площадь эквивалентного отверстия трения становится больше площади самой трубы, как только длина трубы становится меньше отношения $\frac{D}{\lambda}$.

Так например, для трубы в 0,5 м величина эквивалентного отверстия больше самой площади трубы для всех длин, меньших $\frac{0,5}{0,0147} = 34$ м.

Выражение (30—1) имеет особенно важное значение, так как оно является основной рабочей формулой при аналитическом расчете воздухопроводов, будучи также основанием для построения вспомогательных расчетных графиков („кривые труб“ Блесса) и номограмм.

3. Величина отверстия, эквивалентного местному сопротивлению. Потери давления, вызываемые местными сопротивлениями, равны, как известно,

$$H_{nm} = \zeta \frac{\rho v^2}{2} \simeq \zeta \left(\frac{v}{4} \right)^2.$$

Исходя из общего выражения (30—1), получим величину отверстия, эквивалентного местному сопротивлению:

$$F_c = \frac{q}{4 \sqrt{H_{nm}}} = \frac{Fv}{4 \sqrt{\zeta \left(\frac{v}{4} \right)^2}} = \frac{F}{\sqrt{\zeta}}.$$

Приводя это выражение к виду, аналогичному (30—1), получим

$$F_c = F \sqrt{\frac{1}{\zeta}}. \quad (30-2)$$

4. Величина отверстия, эквивалентного сопротивлению машины. Эквивалентное отверстие сопротивления мельничных и элеваторных машин выражается несколько иной по внешнему виду формулой.

По причинам, изложенным в § 20, коэффициент сопротивления машин относится нами не к квадрату скорости, а к квадрату количества воздуха, аспирируемого от машины:

$$H_m = \varepsilon q^2. \quad (20-1)$$

Как и для других случаев, эквивалентное отверстие машины будет равно

$$F_m = \frac{q}{4 \sqrt{\varepsilon q^2}} = \frac{1}{4 \sqrt{\varepsilon}}.$$

Приводя к виду, аналогичному полученным выражениям для F_m и F_c , будем иметь

$$F_m = \frac{1}{4} \sqrt{\frac{1}{\varepsilon}}. \quad (30-3)$$

Это выражение отличается от предыдущих тем, что вместо величины поперечного сечения F той или иной части воздуховода, мы имеем первым множителем постоянную величину, равную $1/4$. Это отличие исключительно внешнее и вызвано изменением значения коэффициента сопротивления ε , который, как известно из § 20, равен

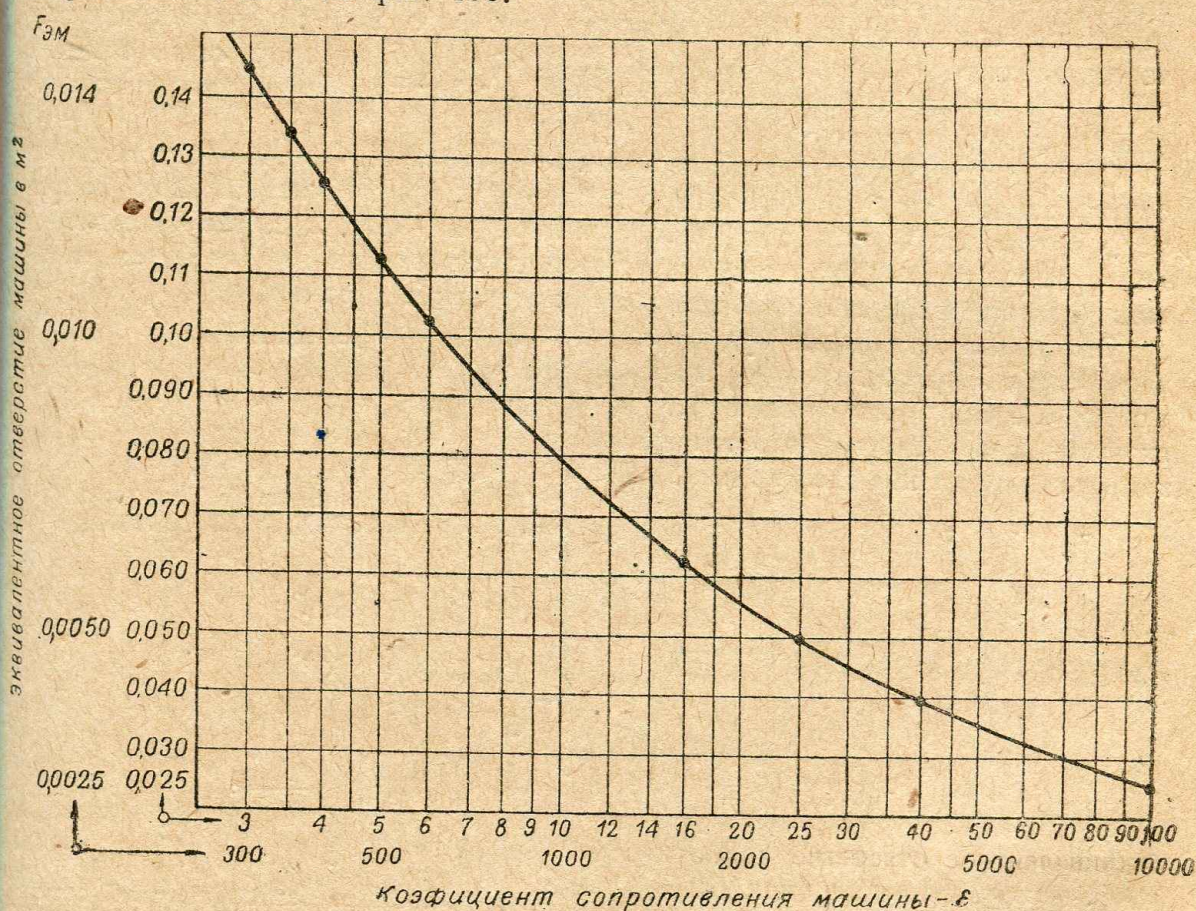
$$\varepsilon = \frac{\gamma}{2g} \frac{\zeta}{F^2} \approx \frac{1}{16} \frac{\zeta}{F^2}, \quad (20-3)$$

где ζ — коэффициент сопротивления машины, отнесенный к квадрату скорости. Если подставить это значение ε в выражение F_m , то после извлечения корня и сокращения мы получим

$$F_m = F \sqrt{\frac{1}{\varepsilon}},$$

что является общим видом выражений эквивалентного отверстия.

Величина эквивалентного отверстия машины в зависимости от коэффициента сопротивления дана на фиг. 199.



Фиг. 199. Зависимость между эквивалентным отверстием машины и коэффициентом сопротивления ее

5. Величина эквивалентного отверстия выхода из трубы. Величина эквивалентного отверстия выхода из трубы, как и прочие величины эквивалентных отверстий, может быть получена точно таким же путем из значения потерь. Потери при выходе могут слагаться из двух величин:

- 1) потеря на трение, зависящая от конструкции выходного отверстия;
- 2) потеря динамического напора выхода из трубы.

Первая потеря относится к числу местных сопротивлений, и определение ее эквивалентного отверстия уже известно нам. Потеря на скорость выхода воздуха из трубы равна

$$H_0 = \frac{v^2}{2g} \approx \left(\frac{v}{4}\right)^2,$$

т. е. $\zeta_{\text{вых}} = 1$.

Подставляя это значение $\zeta_{вых}$ в выражение $F_{мс}$ (30—2), будем иметь

$$F_{вых} = F, \quad (30-4)$$

т. е. эквивалентное отверстие выхода в случае отсутствия обычных местных сопротивлений равно площади поперечного сечения выходного отверстия.

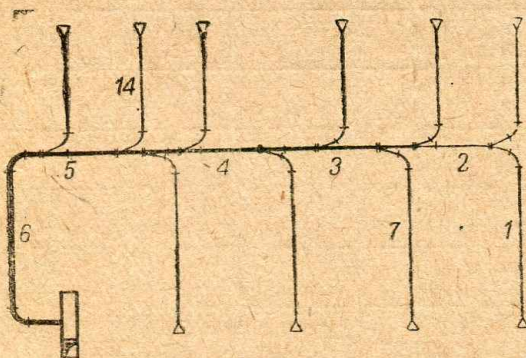
Величина эквивалентного отверстия всей вентиляционной сети (F_0) может быть найдена путем сложения величин эквивалентных отверстий отдельных, составляющих трубопровод частей.

§ 31. СЛОЖЕНИЕ ЭКВИВАЛЕНТНЫХ ОТВЕРСТИЙ

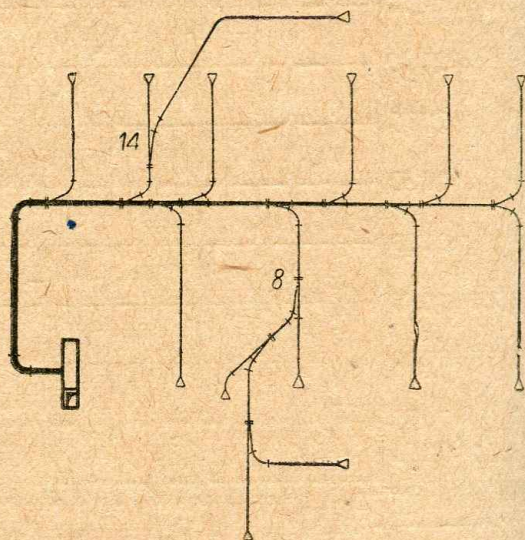
1. Характеристика положения участка в сети. Как было указано ранее, рассчитывая ту или иную сеть, необходимо выделить в ней магистральное направление. Участки, идущие по магистральному направлению, назовем последовательно соединенными, а все ответвления — параллельно присоединенными к магистрали. Так например, на фиг. 200 по магистральному направлению расположены участки 1; 2; 3; 4; 5 и 6, которые, следовательно, соединены между собой последовательно. Все остальные участки присоединены к сети параллельно.

Следует различать ответвления простые и сложные. Простым ответвлением будем называть трубу, не имеющую добавочных присоединений. Так например, в вентиляционной сети, изображенной на фиг. 200, все ответвления являются простыми. Такая сеть характерна для размольного отделения мельниц: аспирационные сети вальцевых станков, веек и рассевов.

Сложным ответвлением будем называть такое присоединение, которое в свою очередь разветвляется на несколько труб. Такими ответвлениями являются на фиг. 201 ответвления 8 и 14.



Фиг. 200. Схема вентиляционной сети с простыми ответвлениями



Фиг. 201. Схема вентиляционной сети со сложными ответвлениями

Вентиляционные сети элеваторов и зерноочистительных отделений мельниц обычно составлены 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, как например, второе ответвление участка 8 на фиг. 201.

Способ сложения эквивалентных отверстий разнится в зависимости от способа присоединения участков — параллельного или последовательного.

2. Параллельная сумма эквивалентов. Сумму эквивалентных отверстий двух параллельно соединенных участков (фиг. 202) можно найти следующим образом. Секундный расход воздуха для первого участка AE равен $q_1 = 4F_{a1} \sqrt{H_1}$; для второго участка — $q_2 = 4F_{a2} \sqrt{H_2}$.

Через сечение cd пройдет сумма этих количеств воздуха, а именно:

$$q_{1.2} = q_1 + q_2 = 4F_{\text{э}1.2} \sqrt{H_{1.2}},$$

где $F_{\text{э}1.2}$ — суммарное эквивалентное отверстие участков 1 и 2.
Подставив значения q_1 и q_2 , получим

$$F_{\text{э}1.2} \sqrt{H_{1.2}} = F_{\text{э}1} \sqrt{H_1} + F_{\text{э}2} \sqrt{H_2}.$$

Но так как давление, господствующее в сечении cd , является общим для участков 1 и 2, то при равенстве наружных давлений для обоих участков

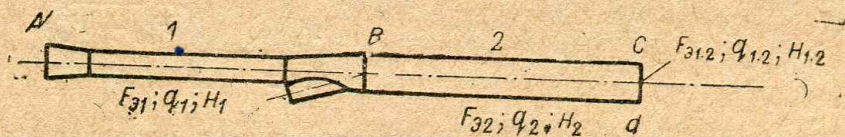
$$H_1 = H_2 = H_{1.2}.$$

Отсюда получаем, что

$$F_{\text{э}1.2} = F_{\text{э}1} + F_{\text{э}2}, \quad (31-1)$$

т. е. суммарное эквивалентное отверстие двух параллельно соединенных участков равно арифметической сумме их эквивалентов.

3. Последовательная сумма эквивалентов. Сумма эквивалентных отверстий двух последовательно соединенных участков (фиг. 203) может быть найдена аналогичным путем, а именно:



Фиг. 203. Последовательно соединенные участки вентиляционной сети

для участка 1, от A до B мы можем написать:

$$H_1 = \left(\frac{q}{4F_{\text{э}1}} \right)^2;$$

для участка 2

$$H_2 = \left(\frac{q}{4F_{\text{э}2}} \right)^2,$$

(количество воздуха участков 1 и 2 — одинаково).

Для сечения cd , результирующее эквивалентное отверстие для которого обозначено через $F_{\text{э}1.2}$,

$$H_{1.2} = H_1 + H_2 = \left(\frac{q}{4F_{\text{э}1.2}} \right)^2.$$

Подставив значения H_1 и H_2 , получим

$$\left(\frac{q}{4F_{\text{э}1.2}} \right)^2 = \left(\frac{q}{4F_{\text{э}1}} \right)^2 + \left(\frac{q}{4F_{\text{э}2}} \right)^2$$

или, сократив, будем иметь

$$\frac{1}{F_{\text{э}1.2}^2} = \frac{1}{F_{\text{э}1}^2} + \frac{1}{F_{\text{э}2}^2}, \quad (31-2)$$

откуда может быть найдено суммарное эквивалентное отверстие:

$$F_{\text{э}1.2} = \sqrt[2]{F_{\text{э}1}^{-2} + F_{\text{э}2}^{-2}} = \sqrt{(F_{\text{э}1}^{-2} + F_{\text{э}2}^{-2})^{-1}}. \quad (31-3)$$

Таким образом суммарное эквивалентное отверстие двух последовательно соединенных участков равно корню квадратному из суммы отрицательных квадратов, составляющих в степени минус единица.

В виду того что в дальнейшем изложении нам весьма часто придется писать выражение последовательной суммы двух эквивалентов, мы пользуемся знаком \oslash , который будет условно обозначать, что сложение величин, между которыми он поставлен, производится последовательно, т. е.

$$F_{\text{э}1} \oslash F_{\text{э}2} = \sqrt{(F_{\text{э}1}^{-2} + F_{\text{э}2}^{-2})^{-1}} = F_{\text{э}1.2}.$$

Вычисление суммарного эквивалентного отверстия как по ф-ле (31-2), так и по ф-ле (31-3) весьма сложно, поэтому до пользования специальными расчетными графиками и таблицами, можно определять $F_{\text{э}1.2}$ указанным на фиг. 204 графическим построением: последовательная сумма эквивалентных отверстий равна по длине перпендикуляру, опущенному из вершины на гипотенузу прямоугольного треугольника, построенного на слагающих, как на катетах.

Это простое положение вытекает из следующего: большой треугольник ABC подобен малому заштрихованному, ибо углы α у них равны, как образованные взаимно перпендикулярными сторонами; из подобия их имеем, что

$$\frac{AB}{BD} = \frac{AC}{BC}$$

или

$$\frac{F_{\text{э}1}}{F_{\text{э}1.2}} = \frac{\sqrt{F_{\text{э}1}^2 + F_{\text{э}2}^2}}{F_{\text{э}2}}.$$

Возведя в квадрат и разделив на $F_{\text{э}1}^2$ будем иметь

$$\frac{1}{F_{\text{э}1.2}^2} = \frac{1}{F_{\text{э}1}^2} + \frac{1}{F_{\text{э}2}^2},$$

т. е. получим выведенное ранее ур-ние (31-2).

Этот способ последовательного сложения, предложенный Блессом, отнимает несколько меньше времени, чем непосредственное вычисление по ф-ле (31-2), но точность его весьма невелика или требует применения неудобных (больших) масштабов.

Указываемый нами ниже тригонометрический способ последовательного сложения эквивалентов, отличаясь аналитической точностью, требует даже несколько меньше времени, чем изложенный графический способ.

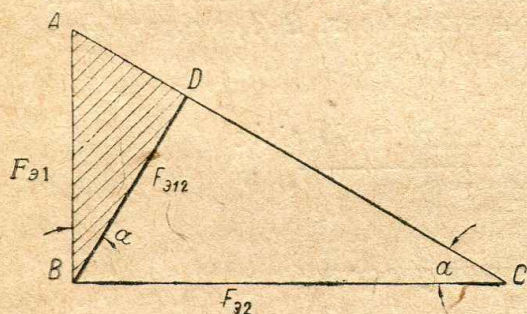
Если обозначим через $\text{tg } \alpha = \frac{F_{\text{э}1}}{F_{\text{э}2}}$ (отношение слагаемых эквивалентов), то

$$F_{\text{э}1.2} = F_{\text{э}1} \times \cos \alpha, \quad (31-4)$$

т. е. последовательная сумма двух эквивалентов равна произведению первого эквивалента на косинус угла, тангенс которого равен отношению между первым и вторым эквивалентами.

Правильность этого простого положения легко уясняется при рассмотрении треугольников, изображенных на фиг. 204.

Рекомендуем при вычислениях всегда брать отношение меньшего эквива-



Фиг. 204. Графический метод последовательного сложения эквивалентных отверстий

лента к большему, для того чтобы оперировать тангенсами, меньшими единицы.

Точно так же для определения $F_{э2}$ по сумме $F_{э1.2}$ и одному из слагаемых $F_{э1}$, т. е. для вычисления последовательной разности двух эквивалентов, можно воспользоваться выражением

$$F_{э2} = F_{э1} \operatorname{tg} \beta, \quad (31-5)$$

где

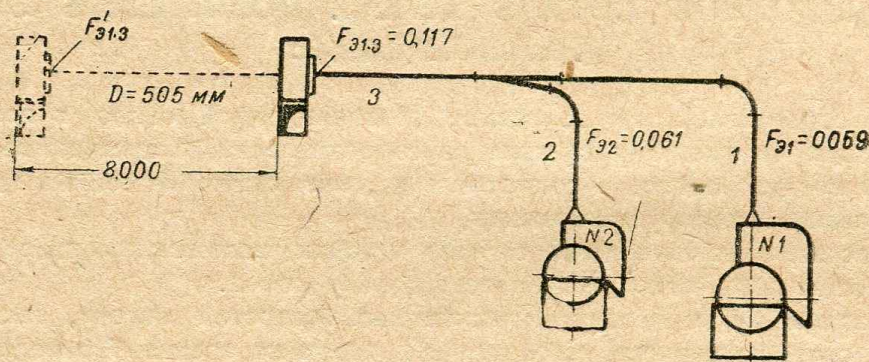
$$\sin \beta = \frac{F_{э1.2}}{F_{э1}}.$$

Для обозначения последовательной разности двух эквивалентов мы будем пользоваться знаком \sim , т. е.

$$F_2 = F_{э1.2} \sim F_{э1}.$$

Пользование этими способами можно рекомендовать лишь тогда, когда определение суммарного эквивалентного отверстия при помощи номограмм не удовлетворяет требуемой точности.

Нужно отметить, что эквивалентное отверстие аспирируемых машин суммируется всегда последовательно с эквивалентным отверстием присоединяемого к машине участка сети.



Фиг. 205. Схема сети

• Пример 52. Вентилятор аспирационной сети двух обоечных машин установлен на расстоянии 8000 мм от прежнего положения, изображенного на фиг. 205 сплошными линиями. Чему будет равна величина эквивалентного отверстия всей сети и как изменится потеря напора при новом положении вентилятора (величины эквивалентных отверстий отдельных участков и всей сети даны на фиг. 205)?

• Решение. Так как отрезок новой трубы присоединяется ко всей сети, а не к какому-либо отдельному участку, то его эквивалентное отверстие следует суммировать последовательно с эквивалентным отверстием всей сети независимо от величин эквивалентных отверстий отдельных участков.

Новая труба имеет $l = 8,0$ м и $D = 0,505$ м.

Так как с приключением новой трубы прибавляются только потери на трение, то вычислим ее F_m , которое равно

$$F_m = F \sqrt{\frac{D}{\lambda l}} = \frac{\pi \times 0,505^2}{4} \sqrt{\frac{0,505}{0,01472 \times 8,0}} = 0,414 \text{ м}^2.$$

Так как новый участок присоединен к сети последовательно, то общее эквивалентное отверстие измененной сети будет

$$F'_{э1.3} = F_{э1.3} \sim F_m = 0,117 \sim 0,414;$$

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{0,117}{0,414} = 0,2828; \quad \cos \alpha = 0,9622;$$

$$F'_{э1.3} = 0,117 \times 0,9622 = 0,1127 \text{ м}^2,$$

Потеря напора до изменения сети была $H_{1.3} = \left(\frac{q}{4F_{\text{э}1.3}} \right)^2$, а после изменения $H'_{1.3} = \left(\frac{q}{4F'_{\text{э}1.3}} \right)^2$ стало больше, ибо $F'_{\text{э}1.3} < F_{\text{э}1.3}$. Таким образом потеря напора возросла в

$$\frac{H'_{1.3}}{H_{1.3}} = \left(\frac{F_{\text{э}1.3}}{F'_{\text{э}1.3}} \right)^2 = \left(\frac{0,1170}{0,1127} \right)^2 = 1,079 \text{ раза,}$$

т. е. примерно на 8%. (Результат: $F_{\text{э}} = 0,1127 \text{ м}^2$; потери напора увеличатся на 8%.)

Как видно из данной задачи, потери напора изменяются обратно пропорционально квадратам отношения эквивалентных отверстий:

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{F_{\text{э}2}}{F_{\text{э}1}} \right)^2.$$

§ 32. ВЫРАЖЕНИЕ ОБЩЕГО ЭКВИВАЛЕНТНОГО ОТВЕРСТИЯ ВЕНТИЛЯЦИОННОЙ СЕТИ В ЦЕЛОМ. ПОНЯТИЕ ОБ ЭКВИВАЛЕНТНОЙ ДЛИНЕ

Общее сопротивление, оказываемое вентиляционной сетью в целом, мы в предыдущем изложении разделяли на сопротивления, оказываемые прямолинейными воздуховодами, и сопротивления, вызываемые фасонными деталями его и каналами аспирируемых машин.

При расчете вентиляционной сети по методам, изложенным ранее, эти два рода сопротивлений четко разграничены между собой.

При расчете же по методу эквивалентных отверстий потери, вызываемые местными сопротивлениями, сводятся к потерям на трение. Приведение всех потерь к потерям на трение вызвано применением графического метода и в значительной степени упрощает ход расчета.

Действительно, потери напора, вызываемые каким-либо местным сопротивлением, могут быть по своей конечной величине приравнены к потерям напора на трение в трубе определенной длины, т. е. можно подобрать трубу такой длины (при диаметре, например, данного колена), что сопротивление ее будет равно сопротивлению, вызываемому коленом.

Длину трубы, заменяющей по величине потери, вызываемые местными сопротивлениями, будем называть эквивалентной длиной местного сопротивления. Значение эквивалентной длины местного сопротивления определяется следующим образом: потери на местные сопротивления равны

$$H_c = \zeta \gamma \frac{v^2}{2g} \cong \zeta \left(\frac{v}{4} \right)^2,$$

а потери на трение

$$H_m = \lambda \frac{l}{D} \gamma \frac{v^2}{2g} \cong \lambda \frac{l}{D} \left(\frac{v}{4} \right)^2.$$

Для того чтобы потери на трение были равны по величине потерям на местное сопротивление, т. е. чтобы

$$H_m = H_c; \quad \lambda \frac{l}{D} \left(\frac{v}{4} \right)^2 = \zeta \left(\frac{v}{4} \right)^2,$$

$$\lambda \frac{l}{D} = \zeta,$$

(32—1)

необходимо заменить фасонную деталь прямым воздуховодом, имеющим длину (из условия 32—1)

$$l_3 = \frac{\varepsilon}{\lambda} D, \quad (32-2)$$

которая и является эквивалентной длиной.

Как было отмечено ранее, эквивалентное отверстие машины суммируется всегда последовательно с эквивалентным отверстием воздуховода. Так как последовательное сложение отнимает обычно много времени, особенно при аналитическом подсчете, то иногда удобнее заменить сопротивление машины также эквивалентной длиной трубы, диаметр которой равен диаметру присоединяемого к машине участка. Тогда эквивалентное отверстие участка совместно с машиной может быть найдено по ф-ле (30—1), если подставить длину (l), равную сумме длины участка и эквивалентной длины сопротивления машины ($l_{3м}$).

Значение этой эквивалентной длины может быть найдено по коэффициенту сопротивления машины (ε) и диаметру участка (D) точно таким же путем, как и l_3 . Действительно, потери напора, вызываемые сопротивлением машины, равны

$$H_m = \varepsilon q^2.$$

Приравняв их к потерям на трение

$$H_m = H_m \quad \text{или} \quad \varepsilon q^2 = \lambda \frac{l}{D} \frac{v^2}{16},$$

будем иметь

$$l_{3м} = 9,87 \frac{\varepsilon}{\lambda} D^5 \quad (32-3)$$

или, что технически удобнее при расчете,

$$l_{3м} = 16\varepsilon \frac{D}{\lambda} F^2, \quad (32-4)$$

где F — площадь поперечного сечения трубы, присоединяемой к машине.

В расчетах по своему методу Блесс вводит только сопротивление колен, принимая его равным для колен в 90° при осевом радиусе закругления от 2 до $4D$,

$$l_3 = 10D \quad (32-5)$$

Степень правильности этого положения была уже отмечена в § 19, п. 5.

Эквивалентную длину при других углах поворота колена Блесс принимает пропорциональной этому углу (α в градусах):

$$l_3 = 10D \frac{\alpha}{90}. \quad (32-6)$$

В расчет сети эквивалентная длина местного сопротивления вводится следующим образом.

Участок 1 аспирационной сети, изображенной на фиг. 207, имеет фактическую длину $l = 5,0$ м и одно колено с углом поворота в 90° ; в расчет же вводится не его фактическая длина, а так называемая расчетная длина

$$l_p = l + l_3, \quad (32-7)$$

т. е. в данном случае

$$l_p = 5,0 + 10 \times 0,25 = 5,0 + 2,5 = 7,5 \text{ м},$$

а эквивалентное отверстие трения

$$F_{m1} = F \sqrt{\frac{D}{\lambda l_p}} = F \sqrt{\frac{0,25}{\lambda \times 7,5}}.$$

Следовательно, величина эквивалентная трению, характеризует при этом одновременно потери на трение и на местные сопротивления.

Сопротивления тройников Блесс не принимает в расчет, считая их равными нулю, если соблюдены соотношения (см. фиг. 206)

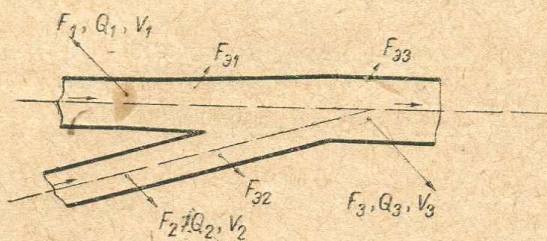
$$\frac{F_1}{F_3} = \frac{q_1}{q_3} = \frac{F_{31}}{F_{33}}; \quad (32-8)$$

$$\frac{F_2}{F_3} = \frac{q_2}{q_3} = \frac{F_{32}}{F_{33}}, \quad (32-9)$$

т. е., следовательно, площади поперечных сечений отдельных ветвей и количество воздуха, протекающего через них, относятся так, как эквивалентные отверстия соединяемых участков.

Совершенно понятно, что условие это определяет собой равенство скоростей во всех ветвях тройника, т. е.

$$v_1 = v_2 = v_3.$$



Фиг. 206. К условию отсутствия потерь в тройнике (по д-ру Блессу)

ния, мы можем по ф-ле (32-2) привести их также к эквивалентным длинам и определение суммарного эквивалентного отверстия вести путем параллельно последовательного сложения эквивалентов трения, вычисленных по расчетным длинам.

Порядок сложения эквивалентов отдельных участков для определения общего эквивалентного отверстия всей вентиляционной сети определяется исключительно схемой взаиморасположения участков, причем суммирование удобно начинать с наиболее неблагоприятных ветвей сети, для которых потери напора являются наибольшими.

Так например, для аспирационной сети, состоящей из 7 участков с простыми ответвлениями (фиг. 207), общее эквивалентное отверстие всей сети $F_{m1.7}$ будет иметь следующее выражение:

$$\begin{aligned} & + \frac{F_{m1}}{F_{m2}} \\ & \frac{F_{m1.2}}{F_{m3}} \sim F_{m3} = F_{m1.3} \\ & + \frac{F_{m4}}{F_{m1.4}} \sim F_{m5} = F_{m1.5} \\ & \frac{F_{m6}}{F_{m1.6}} \sim F_7 = F_{m1.6} \end{aligned} \quad (32-10)$$

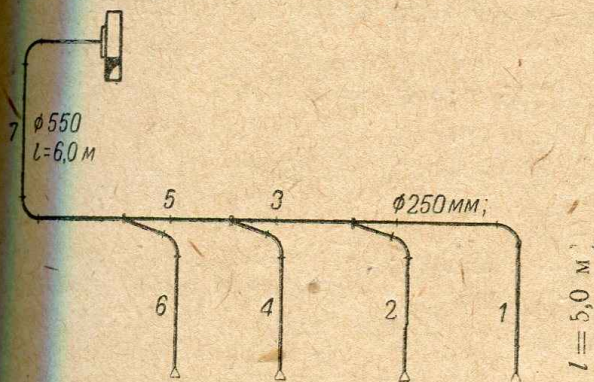
Для такой же по величине аспирационной сети (фиг. 208), с тем же количеством точек отсоса (4) и участков (7), но со сложными ответвлениями, общее эквивалентное отверстие ($F_{m1.7}$) будет равно:

$$\begin{aligned} & + \frac{F_{m1}}{F_{m2}} \\ & \frac{F_{m1.2}}{F_{m3}} \sim F_{m3} = F_{m1.3} \\ & + \frac{F_{m4}}{F_{m5}} + \\ & \frac{F_{m4.5}}{F_{m6}} \sim F_{m6} = F_{m4.6} \\ & \frac{F_{m1.6}}{F_{m7}} \sim F_{m7} = F_{m1.7}. \end{aligned} \quad (32-11)$$

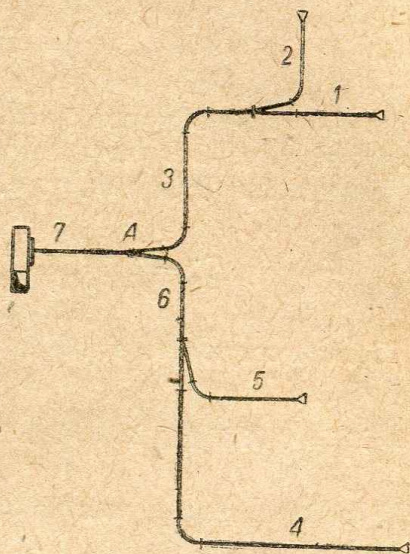
Все встречающиеся на мельницах и элеваторах случаи расположения вентиляционной сети могут быть сведены при расчете к комбинациям порядка определения общего эквивалента по выражениям (32—12) и (32—13).

Следует отметить, что при определении суммарного эквивалентного отверстия вентиляционной сети с большинством сложных ответвлений с точки зрения окончательного результата не обязательно находить магистральное направление и начинать расчет и суммирование с наиболее неблагоприятно расположенного участка.

Наиболее удобно выбирать магистральное направление так, чтобы присоединения максимально упрощались по своей схеме. Правильный выбор магистрального на-



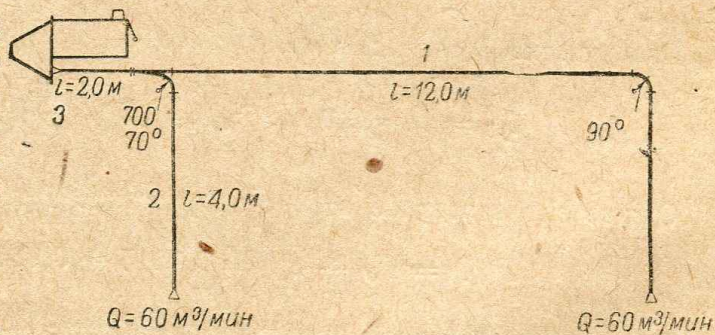
Фиг. 207. К выражению общего эквивалентного отверстия сети с простыми ответвлениями



Фиг. 208. К выражению общего эквивалентного отверстия сети со сложными ответвлениями

правления имеет большое значение лишь при расчете сети с заданием сохранить во всех участках указанную минимальную скорость (см. порядок второй расчета сети).

Зная способы определения различных эквивалентных отверстий и порядок суммирования этих величин, мы можем перейти к определению эквивалентов вентиляционной сети в целом. Эти определения мы будем пока вести чисто аналитическим путем, имея целью ознакомить с методикой расчета. В дальнейшем будет изложена техника расчета с применением графических методов, в значительной степени облегчающих производство расчета.



Фиг. 209. К примеру 53

В приведенных ниже примерах для упрощения расчетных операций величины местных сопротивлений приняты по Блессу. Уточнение подобных расчетов легко может быть осуществлено введением длины, эквивалентной коэффициентам местных сопротивлений.

● Пример 53. Для всасывающей сети, изображенной на фиг. 209, определить эквивалентное отверстие трения (потерь) и величину потерь в мм вод. ст. Скорость воздуха — не менее 10 м/сек.

● Решение. Величина общего эквивалентного отверстия трения для данной сети в целом равна

$$F_{m1.3} = (F_{m1} + F_{m2}) \cup F_{m3}.$$

Участок I имеет колено с углом поворота в 90° и входной коллектор в виде плавного раструба, сопротивление которого, по Блессу, равно нулю, т. е. $F_{\text{вх}} = \infty$.

Предварительные диаметры участков определяются из заданных величин расхода и скорости воздуха:

$$D'_1 = D'_2 = 0,1457 \sqrt{\frac{Q}{v}} = 0,1457 \sqrt{\frac{60}{10}} = 0,357 \text{ м};$$

$$F'_1 = F'_2 = 0,10 \text{ м}^2.$$

Через D' условимся обозначать диаметры труб, вычисленные по расходу и скорости, т. е. без учета влияния потерь. Называть их будем предварительными диаметрами, т. е. подлежащими в дальнейшем уточнению.

$$D'_3 = 0,1457 \sqrt{\frac{120}{10}} = 0,505 \text{ м}; \quad F'_3 = 0,20 \text{ м}^2.$$

Соответствующие этим диаметрам величины λ , по Блессу, и $\frac{D}{\lambda}$ равны

$$\lambda_1 = \lambda_2 = 0,01556; \quad \lambda_3 = 0,01468; \quad \frac{D'_1}{\lambda_1} = 22,9 \text{ м}; \quad \frac{D'_3}{\lambda_3} = 34,4.$$

Расчетная длина участка I равна:

$$l_{p1} = l_1 + 10D'_1 = 12,0 + 10 \times 0,357 = 15,57 \text{ м}.$$

Эквивалентное отверстие потерь участка I :

$$F_{\text{э}1} = F_1 \sqrt{\frac{D'_1}{\lambda_1 l_{p1}}} = 0,1 \sqrt{\frac{22,9}{15,57}} = 0,1215 \text{ м}^2.$$

Для участка 2:

$$l_{p2} = 4,0 + 10 \times 0,357 \frac{70}{90} = 6,78 \text{ м}; \quad F_{\text{э}2} = 0,1 \sqrt{\frac{22,9}{6,78}} = 0,185 \text{ м}^2.$$

Для участка 3, представляющего собой прямую трубу:

$$l_{p3} = l_3 = 2,0 \text{ м}; \quad F_{\text{э}3} = 0,2 \sqrt{\frac{34,4}{2,0}} = 0,825 \text{ м}^2.$$

Общее эквивалентное отверстие участков I и 2:

$$F_{\text{э}1.2} = F_{\text{э}1} + F_{\text{э}2} = 0,1215 + 0,185 = 0,307 \text{ м}^2.$$

Общее эквивалентное отверстие всей сети:

$$F_{\text{э}1.3} = F_{\text{э}1.2} \sim F_{\text{э}3} = 0,307 \sim 0,825 = 0,288 \text{ м}^2,$$

ибо

$$\text{tg } \alpha = \frac{0,307}{0,825} = 0,372; \quad \cos \alpha = 0,938; \quad F_{\text{э}1.3} = 0,307 \times 0,938 = 0,288 \text{ м}^2.$$

Потери напора в сети равны

$$H_{\text{нм}1.3} = \left(\frac{Q}{240 F_{\text{э}1.3}} \right)^2 = \left(\frac{120}{240 \times 0,288} \right)^2 = 3,01 \text{ мм вод. ст.}$$

$$(\text{Результат: } F_{\text{э}1.3} = 0,288 \text{ м}^2; \quad H_{\text{нм}1.3} = 3,01 \text{ мм вод. ст.})$$

§ 33. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИАМЕТРОВ ОТВЕТВЛЕНИЙ СЕТИ

Если в сборном ковше всасывающего фильтра, в котором господствует разрежение H мм вод. ст. и скорость воздуха ничтожна, сделать два различных по величине круглых отверстия с площадью $F_{э1}$ и $F_{э2}$, как показано на фиг. 210, то объемы воздуха, которые пройдут через эти отверстия, при условном коэффициенте расхода, равном 1, будут равны

$$q_1 = F_{э1} \times v_1 \text{ и } q_2 = F_{э2} v_2$$

или, выражая v_1 и v_2 через H , будем иметь, что

$$q_1 = 4 F_{э1} \sqrt{H} \text{ и } q_2 = 4 F_{э2} \sqrt{H}.$$

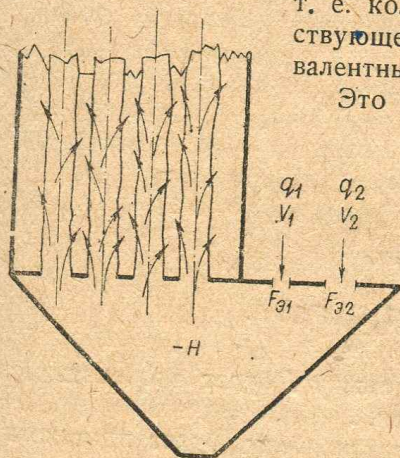
Величина скорости принята нами равной $4 \sqrt{H}$, где H —величина, общая как для $F_{э1}$, так и для $F_{э2}$.

Беря отношение q_1 и q_2 , получим, что

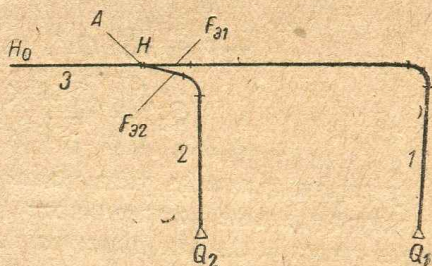
$$\frac{q_1}{q_2} = \frac{4F_{э1} \sqrt{H}}{4F_{э2} \sqrt{H}} = \frac{F_{э1}}{F_{э2}}, \quad (33-1)$$

т. е. количества воздуха при одном и том же действующем напоре пропорциональны величинам эквивалентных отверстий.

Это положение особенно важно в применении к тройникам вентиляционных сетей, ибо, зная общее количество воздуха, проте-



Фиг. 210. К установлению зависимости между величинами эквивалентных отверстий и количества воздуха



Фиг. 211. К распределению объемов воздуха в тройниках воздухопроводов

кающего в трубе 3 (фиг. 211) и величины эквивалентных отверстий труб 1 и 2, мы можем определить действительные количества воздуха Q_1 и Q_2 , которые будут протекать через трубы 1 и 2. Действительно, в месте соединения двух труб, 1 и 2, в сечении А существует определенный напор H , действующий одновременно как на участок 1, так и на участок 2—условия, вполне аналогичные рассмотренному выше примеру. Вследствие этого количества воздуха, протекающие через участки 1 и 2, как и через отверстия в предыдущем примере, будут относиться между собой, как величины эквивалентных отверстий участков, т. е. и для этого случая

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{F_{э1}}{F_{э2}} \quad (33-1)$$

• Пример 54. Определить действительные количества воздуха, протекающие по участкам 1 и 2 аспирационной сети, изображенной на схеме, фиг. 209, примера 53.

Примечание. Диаметры труб $D_1' = D_2' = 0,357$ м и $D_3' = 0,505$ м определены из условий желательных количеств воздуха

($Q_1 = Q_2 = 60 \text{ м}^3/\text{мин.}$) и скорости ($v = 10 \text{ м/сек.}$) Влияние трения при определении диаметров труб не учитывалось.

Смысл данного примера состоит в определении действительных количеств воздуха, которые будут протекать по участкам 1 и 2, если воздухопроводы действительно выполнить по найденным в примере 53 диаметрам.

● Решение. Как известно из примера 53, эквивалентные отверстия участков 1 и 2 равны:

$$F_{\partial 1} = 0,1215 \text{ м}^2 \text{ и } F_{\partial 2} = 0,185 \text{ м}^2.$$

Из изложенного выше известно, что действительно протекающие количества воздуха (Q_1' и Q_2') относятся между собой, как

$$\frac{Q_1'}{Q_2'} = \frac{F_{\partial 1}}{F_{\partial 2}} = \frac{0,1215}{0,185} = 0,656.$$

Для определения двух неизвестных величин Q_1' и Q_2' мы имеем второе уравнение:

$$Q_1' + Q_2' = 120 \text{ м}^3/\text{мин.}$$

Подставляя в первое уравнение величину

$$Q_2' = 120 - Q_1',$$

имеем, что

$$\frac{Q_1'}{120 - Q_1'} = 0,656,$$

откуда, решая относительно Q_1' , находим, что

$$Q_1' = \frac{0,656 \times 120}{1 + 0,656} = 47,6 \text{ м}^3/\text{мин.}$$

Полученная величина указывает, что по участку 1 будет протекать количество воздуха меньше желательного ($60 \text{ м}^3/\text{мин.}$).

Через участок 2, находящийся ближе к вентилятору, будет протекать

$$Q_2' = 120 - 47,6 = 72,4 \text{ м}^3/\text{мин.},$$

т. е. больше желательного количества.

(Результат: $47,6$ и $72,4 \text{ м}^3/\text{мин.}$ вместо $60 \text{ м}^3/\text{мин.}$ в каждом участке.)

Так как количества воздуха, протекающего в участках с предварительными диаметрами, оказались не равными заданным количествам, то и скорости в участках также не будут равны заданным в условии и принятым для определения предварительных диаметров. Назовем эти скорости также предварительными (предварительные скорости, соответствующие предварительным диаметрам D' и предварительным количествам воздуха Q') и будем обозначать их через v' .

Определим, чему будут равны предварительные скорости в участках 1 и 2. Так как изменение скоростей произошло лишь вследствие изменения количеств воздуха (при $D' = \text{const}$), то

$$\frac{v'}{v} = \frac{Q'}{Q},$$

откуда

$$v_1' = v \frac{Q_1'}{Q_1} = 10,0 \frac{47,6}{60,0} = 7,93 \text{ м/сек. (вместо } v = 10 \text{ м/сек.);}$$

$$v_2' = 10,0 \frac{72,4}{60,0} = 12,07 \text{ м/сек. (вместо } v = 10 \text{ м/сек.).}$$

Из приведенного примера мы видим, что количества воздуха в участках, удаленных от вентилятора, меньше заданных, а в участках, более близких к нему, больше заданных.

Таким образом мы убеждаемся, что вентиляционная сеть, диаметры которой запроектированы только по данным расхода скорости движения воздуха, не может удовлетворить поставленным в задании условиям в отношении аспирируемых количеств воздуха.

Эти диаметры и названы нами предварительными, чтобы подчеркнуть их несоответствие условиям задания.

Из примера 54 мы видим, что в одном участке количество воздуха нужно увеличить, а в другом — уменьшить. Увеличения или уменьшения количества воздуха при неизменном действующем напоре можно добиться только соответственным увеличением или уменьшением величин эквивалентных отверстий отдельных участков.

Изменения величины эквивалентного отверстия можно достигнуть путем соответственного изменения либо диаметра, либо расчетной длины участка, либо коэффициента трения. Изменения коэффициента трения при заданном материале труб практически невозможно. При заданной схеме расположения воздуховода изменение длины также неосуществимо. Таким образом с целью приведения количеств воздуха в соответствие с заданием остается возможным лишь изменение диаметров отдельных участков или расчетных длин (например, введением диафрагм).

Рассмотрим, как будет изменяться количество воздуха, протекающего через воздуховод, при изменении его диаметра (оставляя все остальные величины — напор и длину трубы — постоянными).

Количество воздуха, протекающего через участок с предварительно определенным диаметром, будет равно

$$q' = 4F'_m \sqrt{H} = 4F' \sqrt{\frac{D'}{\lambda' l}} \sqrt{H}.$$

Желая изменить полученную величину q' на величину расхода q по заданию, мы должны изменить предварительный диаметр (D') на окончательный (D), величина которого определяется подобным же уравнением:

$$q = 4F_m \sqrt{H} = 4F \sqrt{\frac{D}{\lambda l}} \sqrt{H}.$$

Взяв отношение между расходом по заданию (q) и расходом (q'), полученным из предварительного диаметра, находим

$$\frac{q}{q'} = \frac{4F}{4F'} \frac{\sqrt{\frac{D}{\lambda l}} \sqrt{H}}{\sqrt{\frac{D'}{\lambda' l}} \sqrt{H}} = \frac{F}{F'} \frac{\sqrt{\frac{D}{\lambda}}}{\sqrt{\frac{D'}{\lambda'}}} = \frac{F \sqrt{D} \sqrt{\lambda'}}{F' \sqrt{D'} \sqrt{\lambda}} =$$

$$= \frac{D^2 \sqrt{D} \sqrt{\lambda'}}{D'^2 \sqrt{D'} \sqrt{\lambda}} = \frac{D^{2,5} \lambda'^{0,5}}{D'^{2,5} \lambda^{0,5}}$$

или

$$\frac{q}{q'} = \left(\frac{D}{D'}\right)^{2,5} \left(\frac{\lambda'}{\lambda}\right)^{0,5}, \quad (33-2)$$

т.е. пренебрегая влиянием множителя $\left(\frac{\lambda'}{\lambda}\right)^{0,5}$, принимая $\frac{\lambda'}{\lambda}$ близким к единице, можно считать, что при неизменном напоре расходы относятся между собой, как диаметры в степени 2,5.

Так например, при увеличении диаметра трубы какого-либо ответвления в 2 раза, количество воздуха, отсасываемого через эту трубу, увеличится в 5,65 раза ($= 2^{2,5}$).

Из полученного выражения (33—2) мы можем найти величину окончательного диаметра (D), обеспечивающего протекание заданного количества воздуха (q), а именно:

$$D^{2,5} = D'^{2,5} \frac{q}{q'} \left(\frac{\lambda}{\lambda'} \right)^{0,5},$$

$$D = \sqrt[2,5]{D'^{2,5} \frac{q}{q'} \left(\frac{\lambda}{\lambda'} \right)^{0,5}} = D' \left(\frac{q}{q'} \right)^{\frac{1}{2,5}} \left(\frac{\lambda}{\lambda'} \right)^{\frac{0,5}{2,5}},$$

т. е.

$$D = D' \left(\frac{q}{q'} \right)^{0,4} \left(\frac{\lambda}{\lambda'} \right)^{0,2}. \quad (33-3)$$

В данном выражении нам известны:

D' — предварительный диаметр, определенный из условий количества воздуха и скорости (не принимая во внимание влияния потерь);

q — заданное количество воздуха (или Q м³/мин.);

q' — предварительное количество воздуха (или Q' м³/мин.), полученное при проверке распределения воздуха по участкам (см. пример 54);

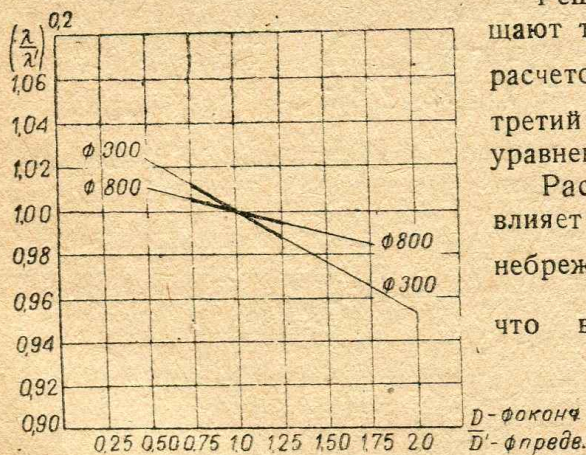
λ' — коэффициент трения = $f(D')$.

Неизвестны величины:

D — окончательный (исправленный) диаметр трубы, который является в данном случае искомыми

$$\lambda = f(D).$$

Хотя в одном уравнении мы имеем две неизвестных величины, но решение его все же возможно, так как вторая неизвестная величина (λ) зависит, по Блессу, только от D .



Фиг. 212. Изменение величины $\left(\frac{\lambda}{\lambda'}\right)^{0,2}$ в зависимости от соотношения диаметров трубы

Решение ур-ния (33—3) обычно упрощают тем, что принимают для практических расчетов величину $\frac{\lambda}{\lambda'} = 1$, в связи с чем третий множитель отпадает, и получается уравнение с одним неизвестным D .

Рассмотрим, как и в какой степени влияет на окончательный результат это пренебрежение множителем $\left(\frac{\lambda}{\lambda'}\right)^{0,2}$. Очевидно,

что величина $\left(\frac{\lambda}{\lambda'}\right)^{0,2}$ будет изменяться, с одной стороны, в зависимости от степени изменения диаметров, т. е. в зависимости от величины $\frac{D}{D'}$, и, с другой стороны, в зависимости от абсолютной величины D .

Для того чтобы ясно представить себе, как будет изменяться действительная

величина $\left(\frac{\lambda}{\lambda'}\right)^{0,2}$, т. е. как велика ошибка при пренебрежении этим множителем, вычислим, чему равна его величина при различных $\frac{D}{D'}$, но при одном и том же D , например равном 300 мм. Вычисляя, получим соотношения, приведенные в табл. 25.

| $\frac{D}{D'}$ | D | λ | D' | λ' | $\frac{\lambda}{\lambda'}$ | $\left(\frac{\lambda}{\lambda'}\right)^{0,2}$ |
|----------------|-----|-----------|------|------------|----------------------------|---|
| 0,5 | 300 | 0,01617 | 600 | 0,01433 | 1,13 | 1,024 |
| 0,75 | 300 | 0,01617 | 400 | 0,01525 | 1,06 | 1,012 |
| 1,00 | 300 | 0,01617 | 300 | 0,01617 | 1,00 | 1,000 |
| 1,25 | 300 | 0,01617 | 240 | 0,01708 | 0,945 | 0,9888 |
| 1,50 | 300 | 0,01617 | 200 | 0,01800 | 0,898 | 0,9788 |
| 1,75 | 300 | 0,01617 | 171 | 0,01900 | 0,850 | 0,9681 |
| 2,00 | 300 | 0,001617 | 150 | 0,01983 | 0,815 | 0,9598 |

Таким образом мы видим, что в зависимости от соотношения диаметров действительная величина $\left(\frac{\lambda}{\lambda'}\right)^{0,2}$ для диаметра в 300 мм при четырехкратном изменении отношения диаметров колеблется всего лишь в пределах от 1,02 до 0,96. Эта зависимость нанесена в виде кривой, помеченной „ \varnothing 300“ на фиг. 212.

Так как с увеличением абсолютного значения диаметра изменения λ в зависимости от D уменьшаются (см. фиг. 99), то следует предвидеть, что с увеличением D множитель $\left(\frac{\lambda}{\lambda'}\right)^{0,2}$ будет приближаться к единице. Действительно, вычисленная таким же образом кривая для $D = 800$ мм (фиг. 212) указывает, что для тех же пределов изменения диаметров $\frac{D}{D'}$ величины $\left(\frac{\lambda}{\lambda'}\right)^{0,2}$ значительно ближе к единице, т. е. ошибка, связанная с пренебрежением множителем $\left(\frac{\lambda}{\lambda'}\right)^{0,2}$, уменьшается с увеличением диаметров труб.

Так как изменения диаметров при расчете мельничной и элеваторной аспирационной сети невелики и обычно не выходят за пределы $\frac{D}{D'} = 0,75$ до 1,25, то, как видно на фиг. 212, ошибка, связанная с указанным упрощением, не превышает 1,5% от окончательного диаметра.

Ответ на вопрос о том, в какую сторону влияет пренебрежение множителем $\left(\frac{\lambda}{\lambda'}\right)^{0,2}$, дает также фиг. 212. Например, при уменьшении диаметров труб, лежащих ближе к вентилятору, т. е. при $\frac{D}{D'} < 1$, множитель $\left(\frac{\lambda}{\lambda'}\right)^{0,2} > 1$. Заменяя его единицей в ур-нии (33—3), мы, следовательно, несколько уменьшаем определяемый диаметр по сравнению с действительно необходимым.

Таким образом из рассмотрения влияния величины $\left(\frac{\lambda}{\lambda'}\right)^{0,2}$ надо сделать следующие практические выводы:

1) учет множителя $\left(\frac{\lambda}{\lambda'}\right)^{0,2}$ желателен для малых диаметров воздуховодов — меньших 100 мм, — применение которых в сетях мельниц и элеваторов нами не рекомендуется;

2) учет множителя $\left(\frac{\lambda}{\lambda'}\right)^{0,2}$ необходим для точных работ исследовательского характера;

3) при увеличении диаметров ответвлений, пренебрегая множителем $\left(\frac{\lambda}{\lambda'}\right)^{0,2}$, мы делаем ошибку в сторону дальнейшего увеличения диаметров;

4) при уменьшении диаметров в сторону дальнейшего их уменьшения. Ошибка, связанная с принятием $\left(\frac{\lambda}{\lambda'}\right)^{0,2} = 1$, при обычных изменениях диаметров в пределах 25%, не превышает для диаметров труб, употребляемых на мельницах и элеваторах, 2% от величины окончательного диаметра;

5) ошибка эта допустима, так как вызывает изменения в количестве воздуха в пределах 5%.

Таким образом для практических целей получаем взамен ур-ния (33—3) выражение, достаточно точно определяющее окончательный диаметр:

$$D = D' \left(\frac{q}{q'} \right)^{0,4}. \quad (33-4)$$

• Пример 55. Изменить диаметры воздуховодов сети, представленной на фиг. 209, так, чтобы через участки 1 и 2 протекало действительно по 60 м³/мин. воздуха (найти окончательные диаметры сети, рассчитывавшейся в примерах 53 и 54).

• Решение. Из предыдущих задач (53 и 54) имеем:

$$\begin{array}{ll} Q_1 = 60 \text{ м}^3/\text{мин.} & Q_2 = 60 \text{ м}^3/\text{мин.} \\ Q_1' = 47,6 \text{ " " } & Q_2' = 72,4 \text{ " " } \\ D_1' = 0,357 \text{ м} & D_2' = 0,357 \text{ м} \end{array}$$

По ур-нию (33—4) имеем:

$$D_1 = D_1' \left(\frac{Q_1}{Q_1'} \right)^{0,4} = 0,357 \left(\frac{60,0}{47,6} \right)^{0,4} = 0,357 \times 1,26^{0,4}.$$

Возвести в степень 0,4 можно, либо логарифмируя при помощи счетной линейки, либо пользуясь приведенной в приложениях табл. V, в которой приведены значения степени 0,4 для чисел $\left(\frac{Q}{Q'}\right)$ от 0,20 до 2,50 с интервалом через 0,01.

По табл. V находим, что $1,26^{0,4} = 1,097$, откуда

$$D_1 = 1,097 \times 357 = 392 \text{ мм.}$$

Точно так же находим выправленный диаметр:

$$D_2 = \left(\frac{60,0}{72,4} \right)^{0,4} \times 357 = 0,83^{0,4} \times 357 = 0,927 \times 357 = 331 \text{ мм.}$$

(Результат: $D_1 = 392 \text{ мм}$; $D_2 = 331 \text{ мм}$.)

§ 34. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫХ СКОРОСТЕЙ ВОЗДУХА В УЧАСТКАХ РАЗВЕТВЛЕННОГО ВОЗДУХОВОДА

Таким образом мы видим, что путем изменения диаметров труб отдельных участков можно достигнуть отсасывания от машин заданных количеств воздуха.

При проектировании мельничных и элеваторных аспирационных установок в большинстве случаев, кроме отсасывания заданных количеств воздуха, не-

обходимо соблюсти определенную скорость воздуха, обеспечивающую транспортирование частиц пыли. Но изменяя диаметр по сравнению с предварительным и отсасывая то же количество воздуха, мы неизбежно будем изменять скорость движения воздуха, а именно: в отдаленных участках уменьшать, а в близлежащих к эксгаустору увеличивать.

Таким образом для аспирационных установок, требующих наличия в трубах определенной скорости, желательно по установлении окончательных диаметров проверить, насколько изменилась скорость движения воздуха по сравнению с предварительной и не упала ли она в некоторых участках ниже допустимой, что грозит частым засорением труб.

♦ **Пример 56.** Определить действительно установившиеся скорости в участках 1 и 2 сети, изображенной на фиг. 209, при окончательных диаметрах участков, найденных в решении примера 55 (см. также решения примеров 53—55).

♦ **Решение.**

$$Q_1 = 60 \text{ м}^3/\text{мин.}, \quad Q_2 = 60 \text{ м}^3/\text{мин.}$$

$$D_1 = 0,392 \text{ м}, \quad D_2 = 0,331 \text{ м.}$$

Заданная в условиях примера 53 скорость воздуха

$$v_1' = v_2' = 10,0 \text{ м/сек.};$$

$$F_1 = \frac{\pi D_1^2}{4} = 0,121 \text{ м}^2; \quad F_2 = \frac{\pi D_2^2}{4} = 0,086 \text{ м}^2.$$

Отсюда имеем, что

$$v_{y1} = \frac{Q}{60F_1} = \frac{60}{60 \times 0,121} = 8,26 \text{ м/сек.}$$

$$v_{y2} = \frac{60}{60 \times 0,086} = 11,63 \text{ м/сек.},$$

т. е. скорость воздуха в отдаленном участке уменьшилась, а в близлежащем к вентилятору увеличилась. (Результат: 8,26 и 11,63 м/сек.)

Исследуем в общем виде, как изменяются скорости в зависимости от изменения количеств воздуха и диаметров труб.

В процессе расчета аспирационной сети изменения скорости по сравнению с принятой произошли дважды:

первый раз вследствие изменения количеств воздуха по сравнению с заданными при постоянных предварительных диаметрах (см. примеры 53 и 54);

второй раз при установлении окончательных диаметров (см. пример 55).

Первое изменение было вызвано только изменением количеств воздуха ($D' = \text{const}$).

Второе изменение обусловлено совместным изменением и количеств воздуха (от Q' до Q) и диаметров (от D' и D).

Обозначим через:

v — скорость по заданию, принятую для определения предварительных диаметров (см. пример 53);

v' — предварительную скорость, соответствующую предварительным диаметрам и количествам воздуха (см. пример 54);

v_y — установившуюся скорость, соответствующую окончательным диаметрам труб (см. пример 56).

При этих обозначениях первое изменение соответствует изменению от v до v' , а второе — изменению от v и v' до v_y .

Так как в первом случае $D' = \text{const}$, то

$$\frac{v'}{v} = \frac{q'}{q} = \frac{Q'}{Q}.$$

Отсюда мы можем определить предварительную скорость

$$v' = v \frac{Q'}{Q} \quad (34-1)$$

для случая изменения кубатур воздуха при постоянном диаметре.

Для второго изменения скорости из выражения (33—4) мы знаем, что

$$\frac{q}{q'} = \left(\frac{D}{D'} \right)^{2,5} \quad (34-2)$$

Так как при правильном установлении окончательных диаметров (D) расход (q) должен быть равен

$$q = \frac{\pi D^2}{4} v_y,$$

а предварительный расход (q'), полученный из предварительных диаметров (D), равен

$$q' = \frac{\pi D'^2}{4} v',$$

то отношение их, следовательно, равно

$$\frac{q}{q'} = \left(\frac{\pi D^2}{4} v_y \right) : \left(\frac{\pi D'^2}{4} v' \right) = \frac{D^2 v_y}{D'^2 v'}.$$

Подставляя это значение $\frac{q}{q'}$ в выражение (34—2), получим

$$\left(\frac{D}{D'} \right)^2 \frac{v_y}{v'} = \left(\frac{D}{D'} \right)^{2,5}$$

откуда

$$\frac{v_y}{v'} = \left(\frac{D}{D'} \right)^{0,5} = \sqrt{\frac{D}{D'}}.$$

Из этого выражения мы можем определить установившуюся в результате изменения диаметров скорость (v_y) по величинам предварительной скорости (v') и диаметрам (D и D'):

$$v_y = v' \sqrt{\frac{D}{D'}} \quad (34-3)$$

Гораздо удобнее было бы определять окончательно установившуюся скорость непосредственно по заданной скорости (v) и количествам воздуха (q и q'). Приведем вследствие этого выражение (34—3) к виду

$$v_y = f(v, q, q').$$

Для этого заменив в выражении (34—3) величину

$$\sqrt{\frac{D}{D'}} = \left(\frac{D}{D'} \right)^{0,5}$$

ее значением из выражения (34—2)

$$\left(\frac{D}{D'} \right)^{2,5} = \frac{q}{q'}, \quad (34-2)$$

из которого

$$\frac{D}{D'} = \sqrt[2,5]{\frac{q}{q'}} = \left(\frac{q}{q'} \right)^{0,4} \quad \text{или} \quad \left(\frac{D}{D'} \right)^{0,5} = \left(\frac{q}{q'} \right)^{0,2}.$$

Подставляя, кроме этого значения $\sqrt{\frac{D}{D'}}$, в выражение (34—3) значение v' по выражению (34—1), получим

$$v_y = v \frac{q'}{q} \left(\frac{q}{q'} \right)^{0,2},$$

откуда, произведя умножение, находим

$$v_y = v \left(\frac{q'}{q} \right)^{0,8}. \quad (34—4)$$

Таким образом, пользуясь выражением (34—3) либо (34—4), мы можем проверить, не понизилась ли действительно установившаяся скорость движения воздуха ниже допускаемой.

Для пользования выражением (34—4) без необходимости логарифмирования в табл. VI приведены также значения степени 0,8 для величин от 0,20 до 2,50.

Результаты, полученные при решении примера 56, могли бы быть получены при пользовании выражением (34—4) до определения окончательных диаметров непосредственно из данных предварительных количеств воздуха, найденных при решении примера 54, а именно:

$$Q_1' = 47,6 \text{ м}^3/\text{мин.} \quad \text{и} \quad Q_2' = 72,4 \text{ м}^3/\text{мин.},$$

откуда получим

$$v_{y1} = v \left(\frac{Q_1'}{Q_1} \right)^{0,8} = 10,0 \left(\frac{47,6}{60,0} \right)^{0,8} = 10,0 \times 0,793^{0,8} = 8,26 \text{ м/сек.},$$

$$v_{y2} = 10,0 \left(\frac{72,4}{60,0} \right)^{0,8} = 10,0 \times 1,208^{0,8} = 11,63 \text{ м/сек.},$$

т. е. величины, совпадающие с результатами, полученными другим способом, приведенным в решении примера 56.

§ 35. ПОРЯДОК РАСЧЕТА ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ СЕТЕЙ, НЕСУЩИХ БЕСПЫЛЬНЫЙ ВОЗДУХ

Изучая в предыдущих параграфах основы метода расчета вентиляционной сети при помощи понятия об эквивалентном отверстии, мы одновременно в примерах 53—56 провели последовательно полный расчет простейшей разветвленной всасывающей сети. Последовательность этих примеров и определяет собой порядок расчета вентиляционной сети.

Таким образом одним из возможных порядков расчета устанавливаем следующий (порядок первый):

1) По заданному расходу (Q или q) и скорости (v) воздуха в сети определяем предварительные диаметры каждого участка из зависимости:

$$Q = 60 \frac{\pi D'^2}{4} v,$$

по выражению:

$$D' = 0,1457 \sqrt{\frac{Q}{v}}.$$

2) По действительной длине прямых труб и эквивалентной длине местных сопротивлений определяем расчетную длину каждого участка сети.

$$l_p = l + l_s = l + \frac{\zeta}{\lambda} D'. \quad (32—2)$$

3) По расчетным длинам участков (l_p) и предварительным диаметрам (D') определяем эквивалентные отверстия потерь (F_m) каждого участка по выражению:

$$F_m = F' \sqrt{\frac{D'}{\lambda l_p}}, \quad (30-1)$$

где F' — площадь поперечного сечения, соответствующая предварительному диаметру D' .

4) Суммируем по схемам (32—10) и (32—11) эквивалентные отверстия отдельных участков и определяем в результате:

- а) эквивалентные отверстия для каждого узла,
- б) эквивалентное отверстие потерь всей сети.

5) По величинам суммарного количества воздуха для всей сети ($Q_{1..n}$) и эквивалентного отверстия всей сети ($F_{m1..n}$, т. е. от 1-го до последнего n -го участка) определяем величину потерь в сети, выраженную в мм вод. ст.:

$$H_{nm} = \left(\frac{Q^{1..n}}{240 F_{m1..n}} \right)^2 \text{ или } \left(\frac{q^{1..n}}{4 F_{m1..n}} \right)^2. \quad (29-2)$$

6) Из отношений эквивалентных отверстий участков, соединяемых тройниками, определяем предварительные количества воздуха (Q' или q') для каждого участка из отношения:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{F_{m1}}{F_{m2}} \quad (33-1)$$

и суммы $Q_1 + Q_2 = Q_3$ (см. пример 54).

7) По величинам предварительного (Q' или q') и заданного (Q или q) количеств воздуха определяем окончательные диаметры каждого участка:

$$D = D' \left(\frac{q}{q'} \right)^{0.4} \quad (33-4)$$

(см. пример 55).

По установленным окончательным диаметрам можно провести поверочный расчет всей сети в порядке пп. 2, 3, 4, 5 и 6, а также проверить установившуюся скорость (34—4).

Таков порядок расчета вентиляционных сетей для тех случаев, когда необходимо соблюдение заданной средней экономической скорости, т. е. для случаев, когда в задании оговорена средняя скорость в сети, а не минимально допустимое значение ее. Этот порядок расчета применим, следовательно, для вентиляционных установок, аспирирующих или нагнетающих воздух с незначительным количеством частиц пыли, т. е., например, для вентиляции цехов питания (кухонь, столовых), для вентиляции машинных (дизельных) отделений мельниц и других целей.

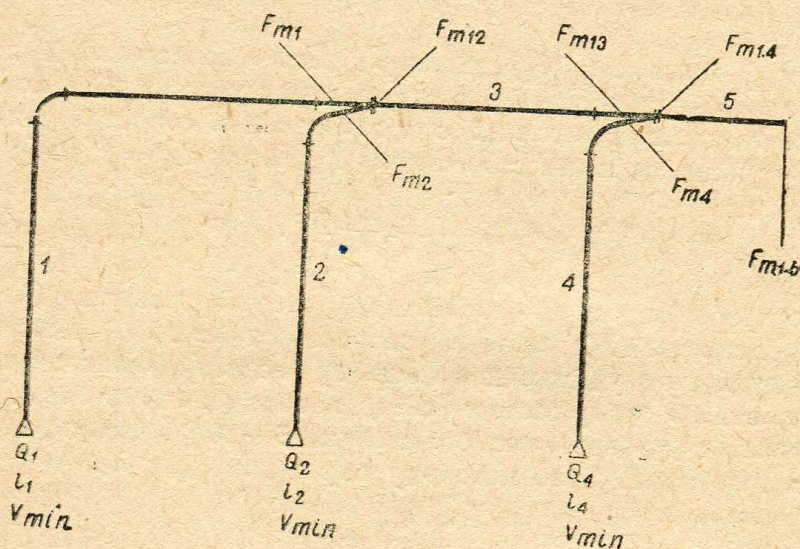
§ 36. ПОРЯДОК РАСЧЕТА ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ СЕТЕЙ, НЕСУЩИХ ЗАПЫЛЕННЫЙ ВОЗДУХ

Для аспирации мельничных и элеваторных машин приведенный порядок расчета не вполне применим, ибо в результате расчета в участках, отдаленных от эксгаустора, скорости будут ниже заданных, и участки эти будут подвержены частому закупориванию осевшей пылью.

Действительно, в результате расчета в порядке первом мы получили в участке 1 скорость движения воздуха, более низкую, чем обусловленная заданием, несмотря на то что сеть не отличалась большим протяжением. Средняя же скорость движения воздуха действительно близка к заданной.

Вследствие этого для расчета сети, аспирирующей мельничные и элеваторные машины, т. е. для сети, несущей воздух с относительно большим количеством пыли, устанавливаем другой порядок расчета сети, обуславливающий соблюдение минимально допустимых скоростей (порядок второй).

Основами излагаемого второго порядка служат те же положения, что и для первого. Разница состоит в том, что, желая в наиболее отдаленном участке сохранить заданную скорость, мы не определяем для него предварительного диаметра и эквивалентного отверстия, а сразу находим окончательный диаметр, задаваясь необходимым количеством воздуха и минимально допустимой скоростью. Далее, для каждого ответвления сети мы при этом порядке расчета исходим из ориентировочно оцененной скорости, определяемой предварительным диаметром, который используем лишь для выяснения примерной эквивалентной длины местных сопротивлений и потерь в машинах. Эквивалентное же отверстие каждого ответвления мы находим уже не из данных предварительного диаметра и расчетной длины, как при порядке первом, а из



Фиг. 213. К порядку расчета вентиляционных сетей, несущих запыленный воздух

заданного соотношения между количествами воздуха в участках. По определенному таким образом необходимому эквивалентному отверстию и расчетной длине мы находим окончательный диаметр ответвления, после проверки которого приступаем к такому же расчету следующего участка.

Для того чтобы не усложнять пример цифровыми подсчетами, проведем расчет в общем виде, придерживаясь обозначений, приведенных на фиг. 213.

Расчет следует начинать с наиболее неблагоприятного участка и удобнее всего вести таким образом.

1. По данным Q_1 и минимальной скорости v определяем диаметр первого участка D_1 , который и примем за окончательный, ибо изменение его, как это было при порядке первом, вызовет уменьшение скорости.

2. Зная окончательный диаметр D_1 , а также по заданию геометрическую длину участка l_1 и характеристики местных сопротивлений и аспирируемого оборудования, определяем эквивалентную длину местных сопротивлений и потерь напора в оборудовании, т. е.

$$l_{s1} = f(D_1),$$

а по ней расчетную длину участка

$$l_{p1} = l_1 + l_{s1}$$

3. По l_{p1} и D_1 определяем окончательную величину эквивалентного отверстия:

$$F_{m1} = F_1 \sqrt{\frac{D_1}{\lambda l_{p1}}}.$$

4. Для аспирирования из машины через участок 2 действительно заданного количества воздуха Q_2 , необходимо, чтобы эквивалентное отверстие F_{m2} находилось в определенном соотношении с F_{m1} , а именно:

$$\frac{F_{m1}}{F_{m2}} = \frac{Q_1}{Q_2}, \quad (33-1)$$

откуда определяем необходимую желательную величину

$$F_{m2} = F_{m1} \frac{Q_2}{Q_1}.$$

5. Зная F_{m2} , мы можем определить из него окончательный диаметр D_2 , но для этого необходимо знать расчетную длину участка 2, в которую входит эквивалентная длина местных сопротивлений и сопротивления машины, являющиеся функциями неизвестного пока диаметра: $l_{22} = f'(D_2)$;

$$l_{22} = 16\varepsilon \frac{D_2}{\lambda_2} F_{m2}^2.$$

Для того чтобы определить ориентировочно эти величины, найдем предварительный диаметр D_2' , приняв скорость $v_2 \geq v_1$. В действительности скорость воздуха v_2 в участке 2 больше v_1 , если l_{p1} больше, чем l_{p2} , как это мы уже видели при расчете сети, изображенной на фиг. 209. Таким образом, приняв v_2' равной или большей на 5—20%, чем v_1 , найдем предварительный диаметр D_2' , по которому определим l_{p2} и λ_2 .

6. Из выражения:

$$F_{m2} = F_2 \sqrt{\frac{D_2}{\lambda_2 l_{p2}}},$$

определим окончательный диаметр в первом приближении, решая это уравнение относительно D_2 :

$$D_2 = 1,102 (\lambda_2 l_{p2} F_{m2}^2)^{0,2}. \quad (36-1)$$

7. Так как этот диаметр определен приближенно по не вполне точным значениям λ_2 и l_{p2} , то определяем по нему вторично действительно получившуюся величину F'_{m2} , которая, конечно, не может вполне точно совпасть с желательной величиной F_{m2} , а будет на некоторую величину от нее отличаться. Если это отклонение не превышает 5% от F_{m2} , то считаем величину D_2 окончательной. При большом расхождении, что бывает относительно редко, определяем D_2 во втором приближении (индекс второго приближения точка (·) перед индексом, обозначающим номер участка (2), т. е. полностью индекс (·2), обозначает окончательный диаметр, определенный более точно, т. е. во втором приближении). Для этого по D_2 определяем снова l_{p2} и λ_2 , подставляем их в уравнение (36-1), из которого находим более точную величину $D_{2.2}$. Но обычно величина D_2 из первого приближения вполне удовлетворяет практически необходимой точности.

8. По величинам F_{m1} и F'_{m2} определяем действительно получившуюся величину Q'_2 :

$$Q'_2 = Q_1 \frac{F_{m2}}{F'_{m1}},$$

по которой в свою очередь находим интересующую нас величину действительно установившейся скорости:

$$v_{y2} = \frac{4q'_{22}}{\pi D_2^2} = 1,274 \frac{q'_{22}}{D_2^2} = 0,0212 \frac{Q_2'}{D_2^2}. \quad (36-2)$$

Эта скорость при правильном определении D_2 действительно получится не ниже заданной.

9. Дальнейший расчет ведем подобным же образом. Определяем D_3 из условия $D_3^2 \cong D_1^2 + D_2^2$; по D_3 и l_{p3} определяем F_{m3} ; по F_{m1} , F_{m2}' и F_{m3} определяем $F_{m1.3}$ (суммируя параллельно F_{m1} и F_{m2} и прибавляя к сумме последовательно F_{m3}), зная которое определяем, так же как F_{m2} , величину F_{m4} , которая будет в данном случае равна

$$F_{m.4} = F_{m1.3} \frac{Q_4}{Q_3}.$$

Определив F_{cm4} , поступаем дальше так, как и в пп. 5, 6, 7 и 8, т. е. находим величины D_4 , F'_{cm4} , Q_4' и v_{y4} . Суммируя полученное F'_{m4} с $F_{m1.3}$ параллельно и последовательно, прибавляя к этой сумме величину F_{m5} (найденную так же, как и F_{m3}), получим отверстие, эквивалентное потерям всей сети.

По $F_{m1.5}$ определяем величину потерь в сети.

Данный пример расчета мы провели на разветвленном трубопроводе с простыми ответвлениями. Для аспирационной сети со сложными ответвлениями, встречающейся в элеваторах и зерноочистительных отделениях мельниц, нужно отметить следующее обстоятельство. При расчете, например, аспирационной сети, подобной изображенной на фиг. 208, расчет следует начать с крайнего магистрального участка (например, 4 участка) и найти последовательным расчетом эквивалентное отверстие ветви, содержащей участки 4, 5 и 6 ($F_{m4.6}$). Выявив после этого сумму эквивалентных отверстий участков 1 и 2 ($F_{m1.2}$), мы должны дать участку 3 такой диаметр, чтобы полное эквивалентное отверстие ветви, содержащей участки 1, 2 и 3 ($F_{m1.3}$), так относилось к $F_{m4.6}$, как количество воздуха, протекающего по участку 3 (Q_3), относится к количеству, протекающему по участку 6 (Q_6), т. е. следовательно,

$$F_{m1.3} = F_{m4.6} \frac{Q_3}{Q_6}.$$

Таким образом перед нами стоит задача найти такую величину эквивалентного отверстия участка F_{m3} , которая, будучи последовательно сложена с известной нам величиной $F_{m1.2}$, дала бы требуемую величину $F_{m1.3}$ (по сумме $F_{m1.3}$ и одному из слагаемых $F_{m1.2}$ найти другое слагаемое F_{m3}). Это по существу задача последовательного вычитания, решение которой уже было указано.

Таким образом мы найдем величину F_{m3} , а по ней величину диаметра участка (D_3), обеспечивающего протекание заданного количества Q_3 со скоростью, не меньшей заданной (v_{\min}).

Изложив случаи расчета вентиляционной сети с простыми и сложными ответвлениями, повторим конспективно намеченный выше второй порядок расчета:

1) по минимальной скорости (v_{\min}) и количеству воздуха (Q_1) определяем окончательный диаметр (D_1) наиболее неблагоприятного участка:

$$D_1 = 0,1457 \sqrt{\frac{Q_1}{v_{\min}}};$$

2) по действительной длине этого участка (l_1) и по определенному выше D_1 находим расчетную длину (l_{p1}) участка;

3) по l_{p1} и D_1 определяем величину эквивалентного отверстия данного участка (F_{m1});

4) по соотношению между количествами воздуха и F_{m1} определяем желательную величину F_{m2} — участка 2, параллельно соединенного с участком 1;

5) по количеству воздуха Q_2 и предполагаемой скорости (v_2') определяем предварительный диаметр участка 2 (D_2');

6) по D_2' и l_2 определяем предварительную расчетную длину l'_{p2} ;

7) по l'_{p2} и F_{m2} определяем окончательный диаметр D_2 в первом приближении:

$$D_2 = 1,102 (\lambda'_2 l'_{p2} F_{m2}^2)^{0,2}; \quad (36-1)$$

8) по найденному D_2 определяем вторично расчетную длину l_{p2} ;

9) по l_{p2} и D_2 определяем полученное значение F'_{m2} ;

10) сравниваем полученное значение F'_{m2} с желательным F_{m2} ; в случае более 5%-ного расхождения повторяем расчет, начиная с п. 7, подставляя в выражение (36—1) вместо λ'_2 и l'_{p2} более точные величины λ_2 и l_{p2} , соответствующие величине D_2 ;

11) определив окончательный диаметр (D_2) и полученное значение эквивалентного отверстия (F'_{m2}), находим действительно получившееся в результате расчета количество воздуха Q_2' , отсасываемого через участок 2;

12) по окончательному диаметру D_2 и полученному количеству воздуха Q_2' проверяем действительно установившуюся в участке 2 скорость:

$$v_{y2} = 0,0212 \frac{Q_2}{D_2^2}; \quad (36-2)$$

13) диаметр следующего, последовательно присоединенного участка, D_3 , определяем из условия $D_3^2 \cong D_1^2 + D_2^2$, после чего определяем его эквивалентное отверстие F_{m3} ;

14) расчет следующего и всех остальных, параллельно присоединенных, участков ведем таким же образом, как и расчет участка 2.

Определив потери напора для всасывающей и нагнетающей линии, суммировав их с потерями динамического напора при выходе из сети, мы найдем полный напор, который должен развивать вентилятор.

Можно также, не находя раздельно этих потерь, суммировать последовательно эквивалентные отверстия потерь всасывающей сети, нагнетающей линии и выхода из нее. По суммарному эквивалентному отверстию и общему количеству перемещаемого воздуха можно найти, пользуясь выражением (29—2), полный напор вентилятора.

Расход мощности на валу вентилятора определится по формуле:

$$N = \frac{q H_e}{75 \eta} \text{ л. с.}, \quad (36-3)$$

где η — к. п. д. вентилятора, колеблющийся обычно в пределах 0,45—0,60. Приемы более точного определения величины η применительно к устанавливаемому вентилятору и рассчитываемой сети даны в разделе о подборе вентиляторов.

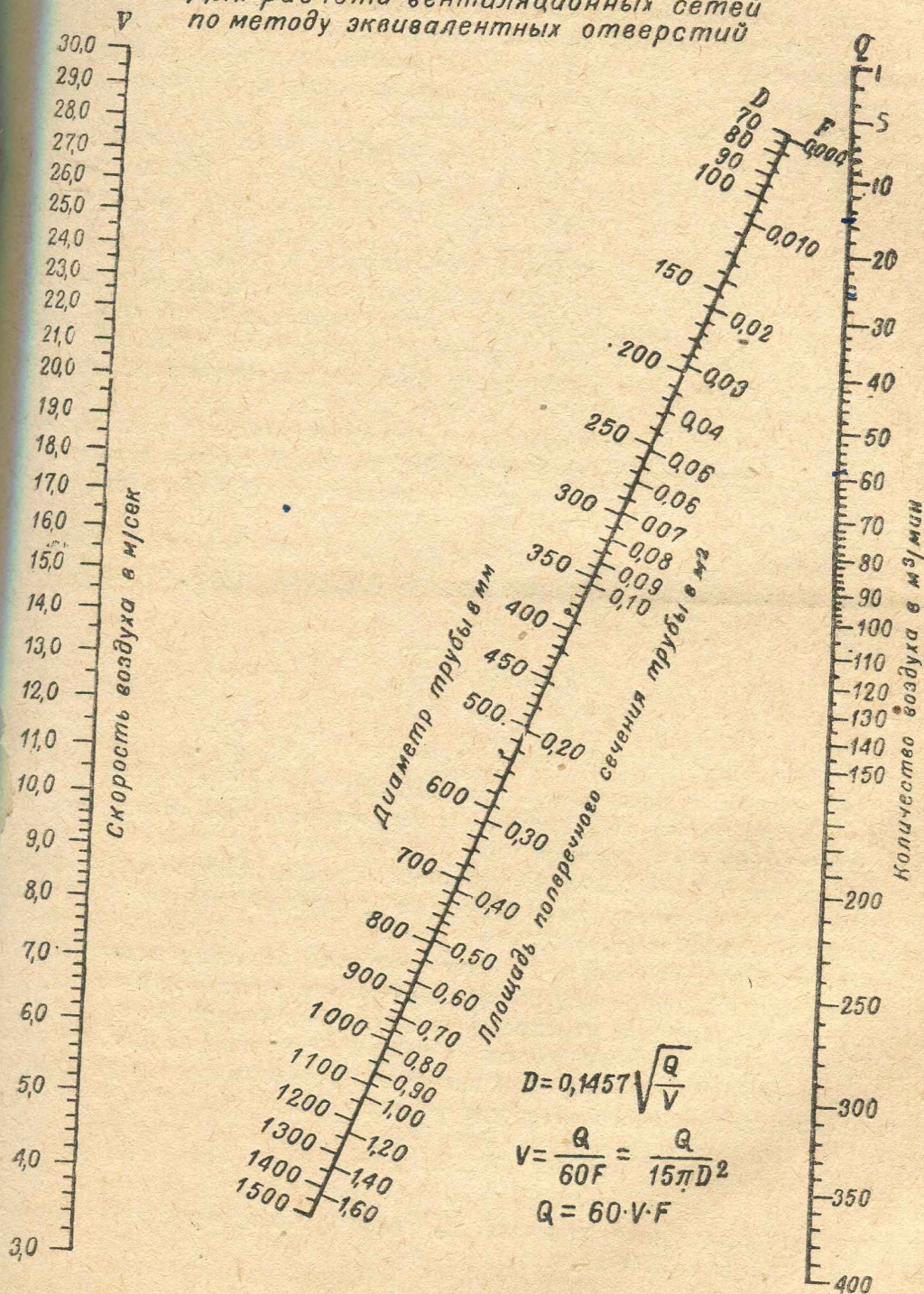
§ 37. ТЕХНИКА РАСЧЕТА ПО МЕТОДУ ЭКВИВАЛЕНТНЫХ ОТВЕРСТИЙ

Для существующих методов расчета вентиляционной сети в качестве вспомогательных средств применяются либо графики, либо таблицы. Первые графики для расчета сети по методу эквивалентных отверстий были даны Блессом в виде атласа „кривых труб“, который у нас мало применялся, вследствие его громоздкости, дороговизны, невозможности прямого решения некоторых задач (нахождение D по l и F_s), а также из-за неизбежных

НОМОГРАММА № 1

(инж. А.В. ПАНЧЕНКО)

Для расчета вентиляционных сетей
по методу эквивалентных отверстий



Фиг. 214. Номограмма, связывающая расход, скорость движения воздуха, площадь поперечного сечения и диаметр воздуховода

в некоторых случаях больших неточностей получаемых результатов, что вызывается самим способом построения графиков, несмотря на наличие 86 фигур.

В нашей практике имели довольно большое распространение номограммы Лесохина и Шемякина¹, которые во многом доступнее и удобнее, чем атлас Блесса. Эти номограммы, к сожалению, обладают всеми недостатками, неизбежно присущими сетчатым номограммам с анаморфозой (громоздкость, густота линий или недостаточная точность, затрудненность интерполяции и пр.²). Применение номограмм с анаморфозой является в настоящее время анахронизмом, как отмечает проф. Герсегованов, и это полностью относится к номограммам Лесохина и Шемякина, которые в свое время все же оказали большую помощь в расчетной практике.

Менее удачной на наш взгляд является попытка проф. Каменева³, уложившего все вспомогательные данные в атлас цифровых таблиц, который обладает значительным количеством тех же недостатков, что и резко критикуемый им атлас Блесса.

Способов пользования этими тремя имеющимися в наличии расчетными пособиями мы не излагаем, так как они детально изложены при самих пособиях.

Мы приводим наши номограммы для расчета вентиляционной сети, которые свободны от ряда недостатков, присущих упомянутым выше пособиям.

На фиг. 214 и 215 даны две номограммы для расчета вентиляционных сетей по этому методу.

Номограмма № 1 содержит шкалы скорости, объема воздуха, диаметра и площади поперечного сечения трубы; описание способа пользования этой номограммой излишне, он ничем не отличается от обычного для номограмм такого типа.

Номограмма № 2 содержит шкалы расчетной длины (l), диаметра трубы (D), эквивалентного отверстия потерь в прямой трубе, определенного по формуле:

$$F_s = F \sqrt{\frac{D}{\lambda l}},$$

и шкалу длины, эквивалентной динамическому напору $\left(\frac{D}{\lambda}\right)$.

Данная номограмма применяется при решении следующих задач:

1. Для определения величины эквивалентного отверстия по расчетной длине (l) и диаметру (D).

Например, заданы $l = 4,9$ м, $D = 410$ мм. Проводя прямую через эти значения двух шкал, получаем на пересечении с третьей величиной искомого эквивалентного отверстия $F_s = 0,31$ м².

Следует отметить, что шкала F_s дает не только величину эквивалентного отверстия трения F_m , но и любую величину его в зависимости от того, по какой расчетной длине ведется определение величины отверстия.

2. Для определения окончательного диаметра, а также того или иного приближения к этой величине по данным расчетной длины и желательного эквивалентного отверстия участка:

$$D = 1,102 (\lambda F_s^2)^{0,2}.$$

Например, желательная величина F_s равна 0,045 м², расчетная длина — 26,7 м; находим $D = 270$ мм.

¹ Лесохин и Шемякин, Графический расчет разветвленных систем воздухопроводов эксгаусторных установок, М. 1927.

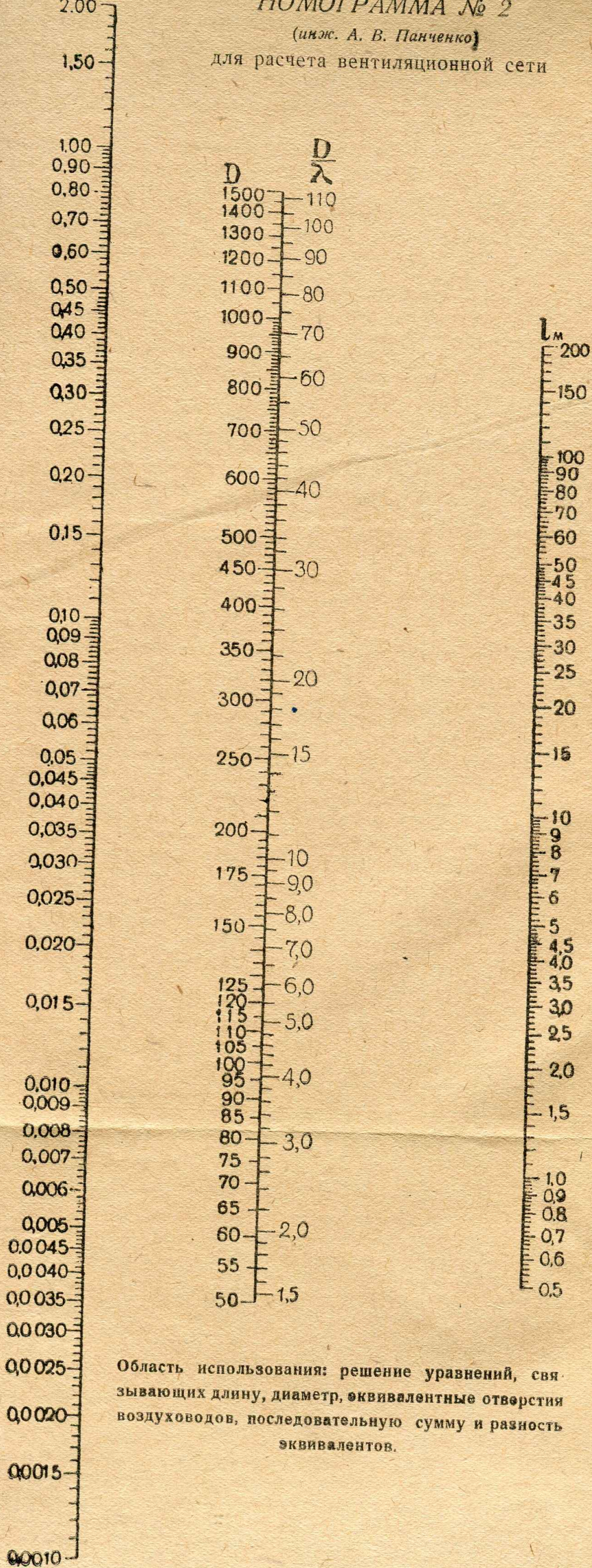
² Оценку номограмм этого рода см., например, в книге проф. Герсегованова Н. М., Теория и построение инженерных номограмм, стр. 7 и 8, М. 1926.

³ П. Н. Каменев, Аналитический расчет сложного вентиляционного трубопровода, Сталино, 1930.

ПОМОТРАММА № 2

(инж. А. В. Панченко)

для расчета вентиляционной сети

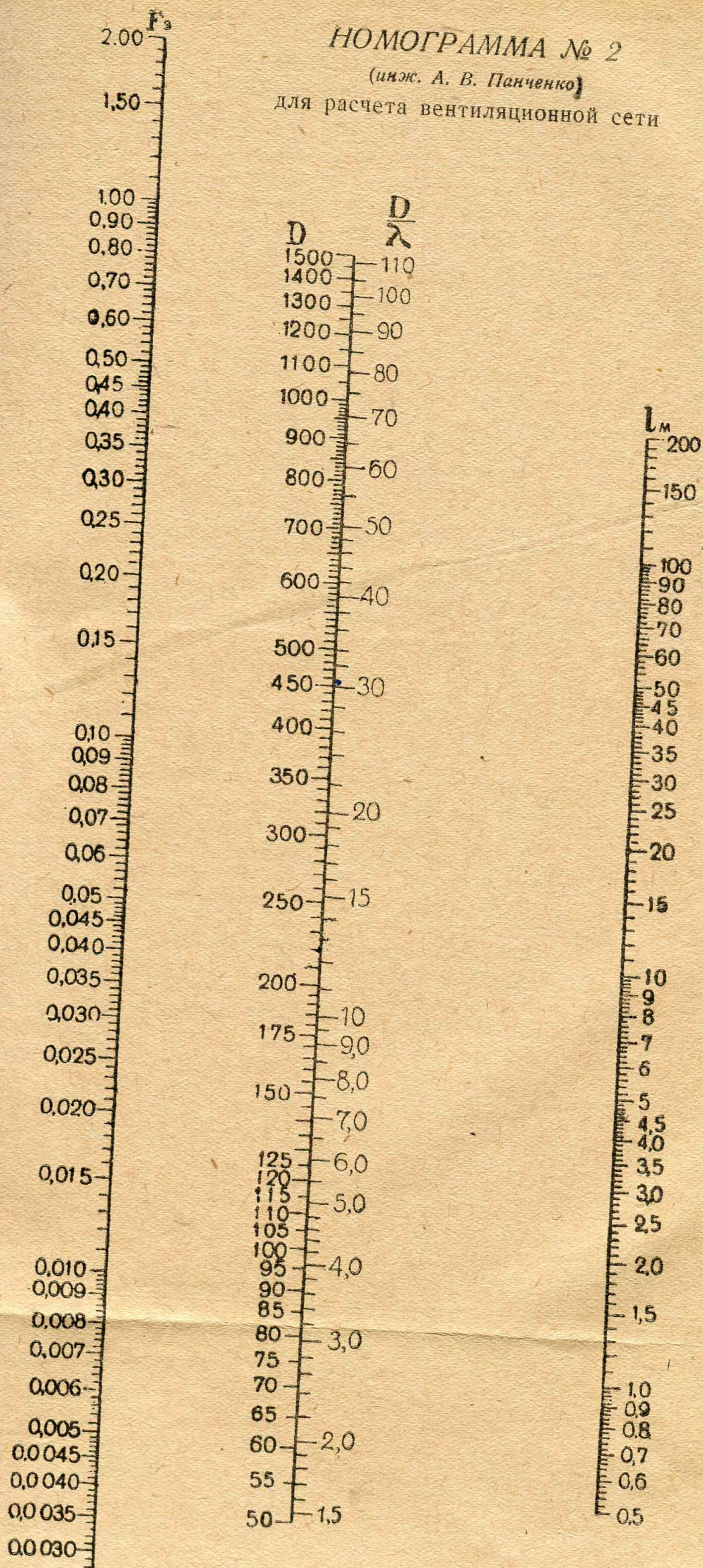


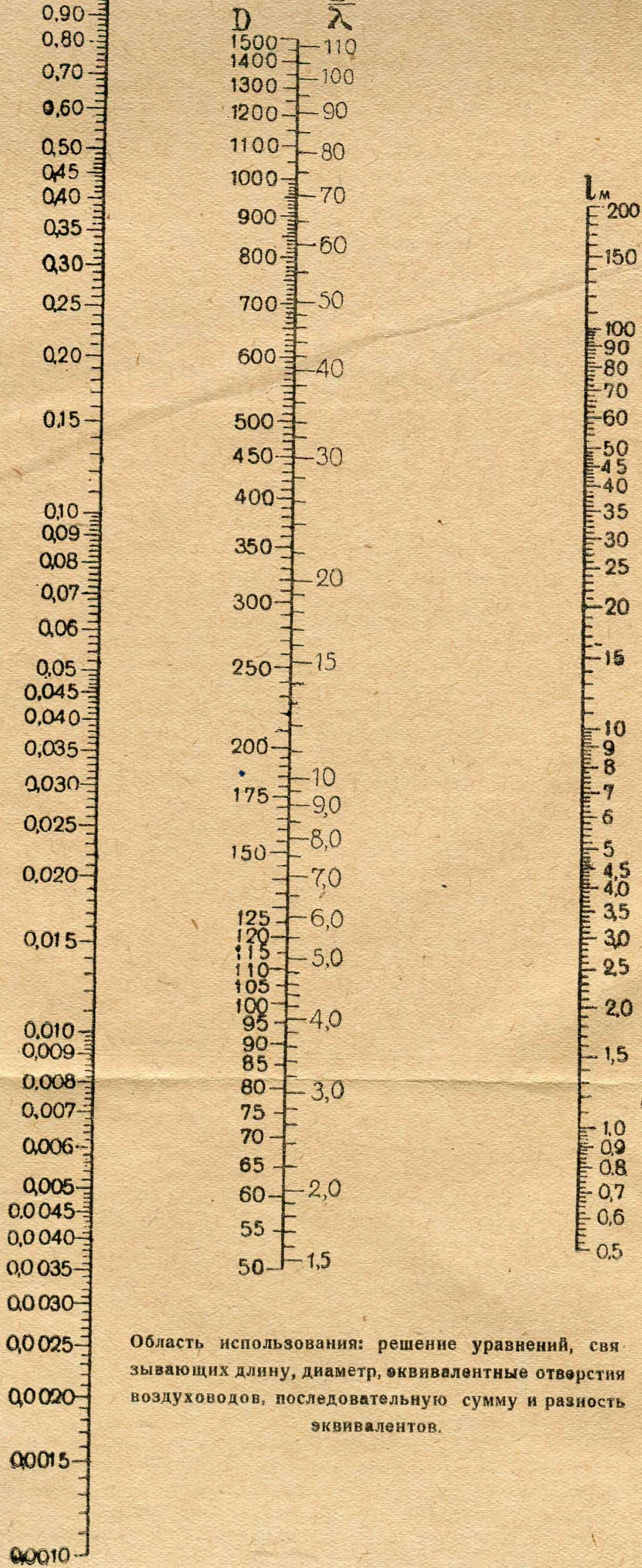
Область использования: решение уравнений, связывающих длину, диаметр, эквивалентные отверстия воздуховодов, последовательную сумму и разность эквивалентов.

НОМОГРАММА № 2

(инж. А. В. Панченко)

для расчета вентиляционной сети





Область использования: решение уравнений, связывающих длину, диаметр, эквивалентные отверстия воздуховодов, последовательную сумму и разность эквивалентов.

Фиг. 215. Номограмма для определения величин эквивалентных отверстий и последовательного суммирования их.

Подчеркнем, что пользование соединенной шкалой может быть полезно при определении длины, эквивалентной местным сопротивлениям:

Для получения l_2 достаточно, следовательно, умножить коэффициент местного сопротивления на величину $\frac{D}{\lambda}$, прочтенную на номограмме по значению диаметра.

следует подставлять в выражение ее величину F , прочитываемую по значению D на номограмме № 1, и $\frac{D}{\lambda}$, прочитываемую на номограмме № 2.

или

где $F_{\beta 1}$ и $F_{\beta 2}$ — заданные величины, а сумма $F_{\beta 1,2}$ — искомая.

Следует отметить, что количество слагаемых при пользовании данной номограммой не ограничивается двумя; она

1) по заданной величине F_{31} и произвольному диаметру D_n определяем длину l_1 (линия AB на фиг. 216);

2) по второй заданной величине $F_{\Sigma 2}$ и тому же диаметру D_n определяем l_2 (линия CD на фиг. 216);

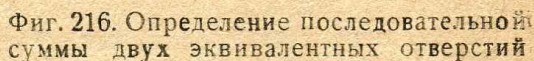
3) по сумме найденных величин l_1 и l_2 , т. е. по $l_3 = l_1 + l_2$, и тому же диаметру D_n находим искомое суммарное эквивалентное отверстие $F_{\Sigma 1.2} = F_{\Sigma 1} \cup F_{\Sigma 2}$ (линия EF на фиг. 216).

Например, даны $F_{31} = 0,06 \text{ м}^2$ и $F_{32} = 0,10 \text{ м}^2$. Определить последовательную сумму их:

1) по $F_{31} = 0,06 \text{ м}^2$ и произвольному D , равному, например, 300 мм, определяем $l_1 = 26,3 \text{ м}$;

2) по $F_{92} = 0,10 \text{ м}^2$ и тому же $D = 300 \text{ мм}$ определяем $l_0 = 9,5 \text{ м}$;

3) по сумме $L_3 = 26,3 + 9,5 = 35,8$ м и тому же $D = 300$ мм определяем $F_{31.2} = 0,06 \sim 0,10 = 0,0515$ м².



5. Для последовательного вычитания двух эквивалентных отверстий, т. е. действие

$$F_{\Sigma} = F_{\Sigma 1.2} \approx F_{\Sigma 1}$$

производится так же, как и последовательное сложение, с той лишь разницей, что вместо сложения найденных величин l_1 и l_2 необходимо произвести вычитание их.

§ 38. КРАТКОЕ СОПОСТАВЛЕНИЕ РАЗЛИЧНЫХ МЕТОДОВ РАСЧЕТА ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ СЕТЕЙ

Заканчивая на этом изложение основных методов расчета разветвленных воздухопроводов, мы должны указать на существование еще некоторых методов, как, например, методы динамических напоров¹ и перемещения единицы объема² и т. д.

Метод динамических напоров заключается в характеристике сопротивления прямолинейных участков коэффициентами, подобными коэффициентам местных сопротивлений. Полная потеря напора в каком-либо участке сети выражается по этому методу следующим образом:

$$H_{nm} = (\zeta_{\Sigma} + \Sigma \zeta) \frac{\gamma v^2}{2g},$$

где коэффициент ζ_{Σ} , характеризующий сопротивление прямых отрезков трубы, равен, как это ясно из ранее изложенного, величине отношения

$$\frac{l}{l_0} = \frac{\lambda}{D} l = \zeta_{\Sigma}.$$

Прием этот противоположен приему Блесса, заменяющего местные сопротивления эквивалентной длиной. Величина, пропорциональная длине, в данном случае заменяется эквивалентным ей коэффициентом.

Автор метода инж. Жеравов рекомендует в качестве расчетного пособия таблицу значений $\frac{D}{\lambda}$ и таблицу динамических напоров. Проф. Аше в отмеченной выше работе предлагает номограмму для этого метода, заменяющую указанные таблицы.

Метод перемещения единицы объема заключается в том, что вентиляционную сеть рассчитывают вначале при условном предположении о перемещении в каждом участке лишь 1 м³/сек. воздуха. При таком предположении потери напора на 1 м длины трубы будут зависеть исключительно от диаметра, если λ принимать по Блессу. При $\gamma = 1,226$ величина эта на 1 м длины трубы равна

$$H_{nm} = 0,101 \frac{\lambda}{D^5} \text{ мм вод. ст.}$$

Величину потерь в сети, найденную при этом предположении, умножают на квадрат секундного количества воздуха (q^2), считая потери прямо пропорциональными квадрату скорости.

В качестве пособия для расчета проф. Каменев рекомендует ряд вспомогательных таблиц.

При расчете одной и той же вентиляционной сети различными методами мы неизбежно получим несколько отличающиеся друг от друга результаты.

¹ Инж. Г. В. Жеравов, Расчет разветвленных воздухопроводов по методу динамических напоров, журн. „Отопление и вентиляция“, 1931, № 9.
² Проф. П. Н. Каменев, Расчет воздухопроводов и водоструйных аппаратов, 1934 г. Оба метода изложены в книге проф. Аше, „Отопление и вентиляция“, т. II, 1936.

Вызывается это, с одной стороны, различием в величинах λ , взятых за 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 методов должны быть вполне одинаковыми, вследствие чего оценивать тот или иной метод приходится главным образом с точки зрения процесса проведения расчета.

Расчет сети по методу полных напоров имеет, по нашему мнению, ряд преимуществ, заключающихся в простоте метода, его наглядности и меньшей возможности допущения ошибок, которые при расчете сети по статическим напорам легко могут возникнуть, вследствие недоучета изменений статического напора при увеличении или уменьшении скоростей в отдельных участках сети.

Преимущества изложенного нами метода полных напоров заключаются, в частности, в том, что нами приняты более современные значения λ , находящиеся в зависимости от числа Рейнольдса, в то время как в методах эквивалентных отверстий (Блесс), динамических напоров (Жеравов), перемещения единицы объема (Каменев) принято весьма устаревшее, насчитывающее более четверти века, весьма неточное значение λ , по Блессу, зависящее исключительно от диаметра воздуховода.

Значение λ , положенное в основу метода полных напоров, также более точно, чем λ по Браббе (1910 г.), принятое для исчисления напора на единицу длины (R) в методе Ритшеля. Значения коэффициентов местных сопротивлений, принятые в руководстве Ритшеля-Гребера, весьма мало соответствуют значениям, полученным в результате ряда позднейших исследований, как это видно из материалов, приведенных в § 19. Вследствие этого величины ζ по Ритшель-Греберу, не могут быть рекомендованы.

Весьма неудобны в работе таблицы для определения потерь напора на единицу длины, приведенные в руководстве Ритшель-Гребера. Неизбежные интерполяции для отыскания нужных значений q , v или R отнимают много времени.

Кроме того, по сравнению с методом эквивалентных отверстий метод полных напоров имеет еще преимущество, заключающееся в наглядности на всем протяжении расчета и большей ясности с точки зрения физической сущности его.

На расчет сети по методу полных напоров затрачивается значительно меньше времени, чем на расчет по методу эквивалентных отверстий, вследствие меньшего количества и большей простоты расчетных операций.

Метод Блесса обязательно должен корректироваться путем введения современных значений коэффициентов местных сопротивлений, учитываемых Блессом весьма неточно; перевод величин ζ в эквивалентную длину делает метод Блесса еще более громоздким.

По этим причинам в практике работы проектных организаций все меньше применяют метод эквивалентных отверстий.

ПЫЛЕОТДЕЛИТЕЛИ И ПОДБОР ИХ К РАССЧИТЫВАЕМОЙ СЕТИ

§ 39. СПОСОБЫ ПЫЛЕОТДЕЛЕНИЯ И КРАТКИЙ ОБЗОР ТИПОВ ПЫЛЕОТДЕЛИТЕЛЕЙ

Очистка воздуха или газов от пыли является проблемой, которую приходится разрешать тем или иным способом для всех важнейших отраслей промышленности.

В зависимости от условий отделения пыли, характера самой пыли, степени ценности и процессов дальнейшего использования ее способы пылеотделения весьма различны.

Основные способы пылеотделения можно классифицировать следующим образом:

- 1) осаждение пыли под влиянием сил тяжести (пылевые камеры различных видов);
- 2) отделение пыли при помощи центробежной силы (циклоны, вентиляторы, пылеотделители);
- 3) фильтрация запыленного воздуха (матерчатые фильтры, фильтры со слоями волокнистых или сыпучих материалов, щебеночные, коксовые, гравиевые, шлаковые и другие, подобные этим фильтры);
- 4) контактно-поверхностное пылеотделение (осаждение пыли на липких или шероховатых поверхностях, омываемых пыльным воздухом);
- 5) промывка запыленного воздуха (паром, распыленной водой);
- 6) электрическая очистка запыленного воздуха (трубчатые, плоские и другие электрофильтры).

Выбор того или иного способа пылеотделения и конструкция пылеотделителя зависят от многих, частично перечисленных уже выше, конкретных условий данной промышленности. Основы же оценки конструкций пылеотделителей являются в достаточной степени общими; оценка их может быть произведена следующими величинами:

- 1) к. п. д. — отношение количества отделенной пыли к количеству ее, поступившему с воздухом в пылеотделитель:

$$\eta_n = \frac{a - b}{a}, \quad (39-1)$$

где a — запыленность воздуха до пылеотделителя (в г или мг на м³);

b — то же, после пылеотделителя;

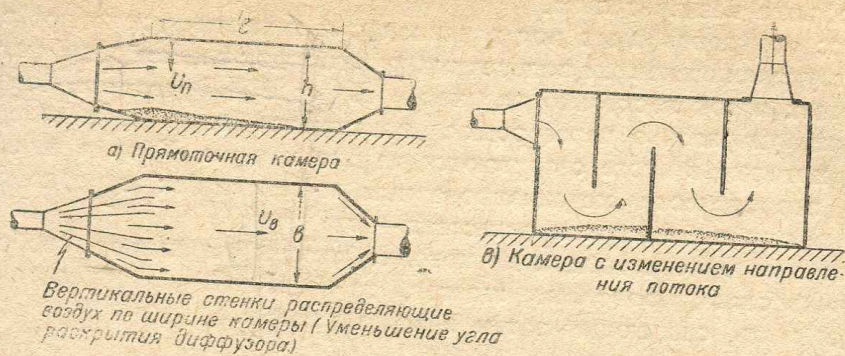
- 2) производительность пылеотделителя, исчисленная на единицу габаритного объема или для матерчатых фильтров на кв. метр поверхности ткани;

- 3) сопротивление пылеотделителя, характеризующее дополнительные затраты мощности вентилятора, вызываемые пылеотделителем;

- 4) прямые затраты энергии на пылеотделитель, стоимость материалов, амортизации, ремонта и обслуживания.

Рассмотрим несколько подробнее основные, наиболее распространенные типы конструкций пылеотделителей.

1. Пылеотделение под влиянием сил тяжести. Наиболее простым типом таких пылеотделителей являются прямоточные камеры, схема которых представлена на фиг. 217, а.



Фиг. 217. Пылеосаждающие камеры

Воздух, поступающий в камеру, должен быть по возможности равномерно распределен по ширине камеры (b), что достигается установкой вертикальных стенок, уменьшающих угол раскрытия диффузора. Необходимые размеры таких камер определяются следующими элементарными соображениями: время пребывания частицы в камере должно быть таково, чтобы на протяжении ее длины наименьшая подлежащая отделению частица пыли успела осесть на дно камеры, т. е. пройти путь h (см. фиг. 217, а). Если обозначить через v_s скорость воздуха в камере, v_n — скорость падения наименьшей частицы пыли (см. § 11, п. 3), то время пребывания частицы пыли в камере будет равно

$$t = \frac{l}{v_s} = \frac{h}{v_n};$$

следовательно, длина камеры должна быть равна

$$l = h \frac{v_s}{v_n}. \quad (39-2)$$

Подставляя сюда скорость движения воздуха, выраженную через объем его (q м³/сек. или Q м³/мин.), и размеры поперечного сечения камеры (F), т. е.

$$v_s = \frac{q}{F} = \frac{q}{bh},$$

получим

$$l = \frac{q}{bv_n} = \frac{Q}{60bv_n}. \quad (39-3)$$

Зная состав пыли, поступающей в камеру, ориентируясь на определенный к. п. д. камеры (см. пример 24) и определяя отсюда величину v_n , можно спроектировать пылеосаждающую камеру, задавшись одним из размеров по конструктивным соображениям. Сопротивление камеры определится обычным образом, как сопротивление каждого воздуховода.

Из выражения (39-2) ясно, что при одном и том же поперечном сечении камеры и производительности ее (постоянство v_s) длина камеры должна быть тем больше, чем она выше.

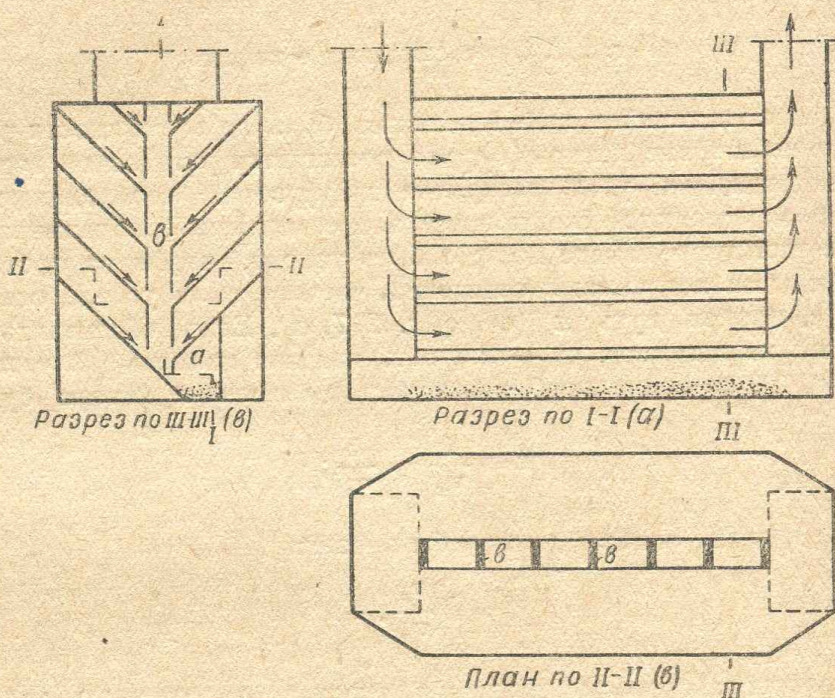
Учитывая это, наиболее выгодными камерами следует считать многоярусные (фиг. 218), отличающиеся небольшой высотой каждого яруса и, следовательно, большой производительностью на единицу габаритного объема камеры при высоком к. п. д.

Пылевые камеры вертикального типа, подобные схематически изображенной на фиг. 40, устраивавшиеся иногда на элеваторах, значительно менее

эффективны, чем указанная многоярусная камера. В камерах вертикального типа скорость восходящего потока должна быть ниже взвешивающей скорости, вследствие чего либо к. п. д. их невелик, либо производительность на единицу объема незначительна.

Процесс осаждения пыли под влиянием сил тяжести усиливают в некоторых конструкциях введением поперечных перегородок в камеру (см. фиг. 217, б), заставляющих поток несколько раз изменять свое направление, причем частицы пыли, ударяясь о перегородки, осаждаются на них, агломерируются в хлопья, которые в итоге сваливаются на дно камеры. Уборка пыли осуществляется периодически механизированным путем (шнек, скребковый транспортер), а при небольших количествах — вручную.

Иногда вместо перегородок на потолке камеры укрепляют свободно свисающие вниз сетки, проволоки, шпагат, на развитой поверхности которых осаждается пыль, спадающая затем в ковш камеры.



Фиг. 218. Многоярусная пылеосаждающая камера Виста

Конструкции пылевых камер весьма разнообразны, ибо в большинстве случаев они приспособляются к конкретным условиям проектируемого или существующего предприятия.

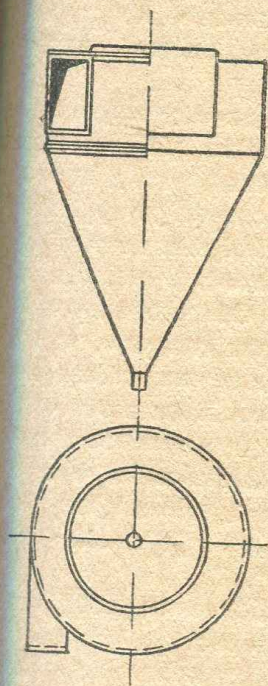
Целесообразность применения их определяется наличием дешево стоящей кубатуры здания камеры, как это имело место на некоторых элеваторах (при разрыве между корпусом и башней), где ранее устраивались пылевые камеры для вторичной очистки воздуха после циклонов. Ныне такие устройства не рекомендуются по противопожарным соображениям.

Проектируя специальную, отдельно стоящую пылевую камеру, следует помнить о большой взрывоопасности ее и отводить для нее место, удаленное от производственных цехов и жилых зданий не менее чем на 20 м.

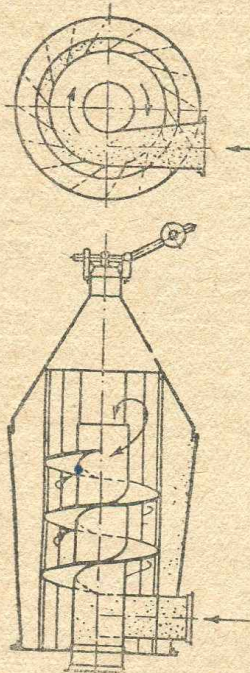
2. Центробежные пылеотделители. Наиболее распространенным типом центробежного пылеотделителя являются циклоны, простейшая конструкция которых показана на фиг. 219. Воздух входит в трубу, направленную по касательной к цилиндрической части циклона. Поступив в циклон, поток скользит вдоль его внутренних стенок, приобретает вращательное движение, причем развивающиеся центробежные силы отводят частицы пыли к стенкам циклона, а относительно чистый воздух выходит через трубу, расположенную на оси его.

Если время действия центробежной силы на подлежащую удалению наименьшую частицу достаточно для того, чтобы пылинка под действием этой силы прошла расстояние, отделяющее ее от наружной стенки, то частица будет отделена от воздуха, уходящего из циклона, и скатится по конусу вниз, к выходному отверстию для пыли.

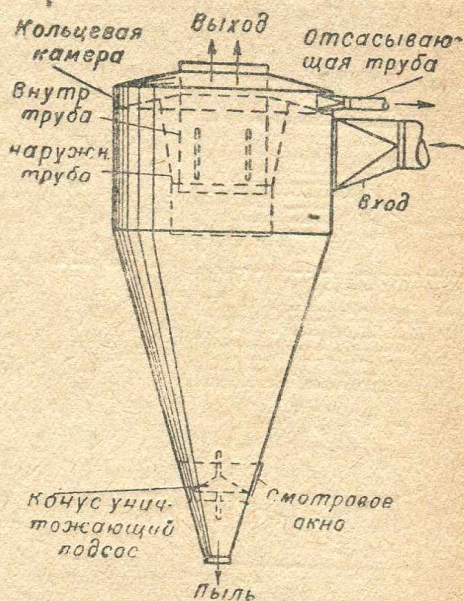
Простейшая и одна из первых по времени конструкция (см. фиг. 219) подверглась в дальнейшем весьма многим видоизменениям, направленным к увеличению центробежной силы и времени ее действия: укрепление на вну-



Фиг. 219. Простейшая конструкция пылеотделителя



Фиг. 220. Пример конструкции циклона с винтовыми направляющими поверхностями



Фиг. 221. Циклон Кларка с отсасыванием у выходной трубы насыщенного пылью воздуха

тренней стенке циклона винтообразных поверхностей, придающих потоку определенное направление и уменьшающих вихреобразование; увеличение высоты цилиндрической части циклона, вследствие чего воздух вместо одного оборота должен делать несколько, что увеличивает время действия центробежных сил и к. п. д. циклона.

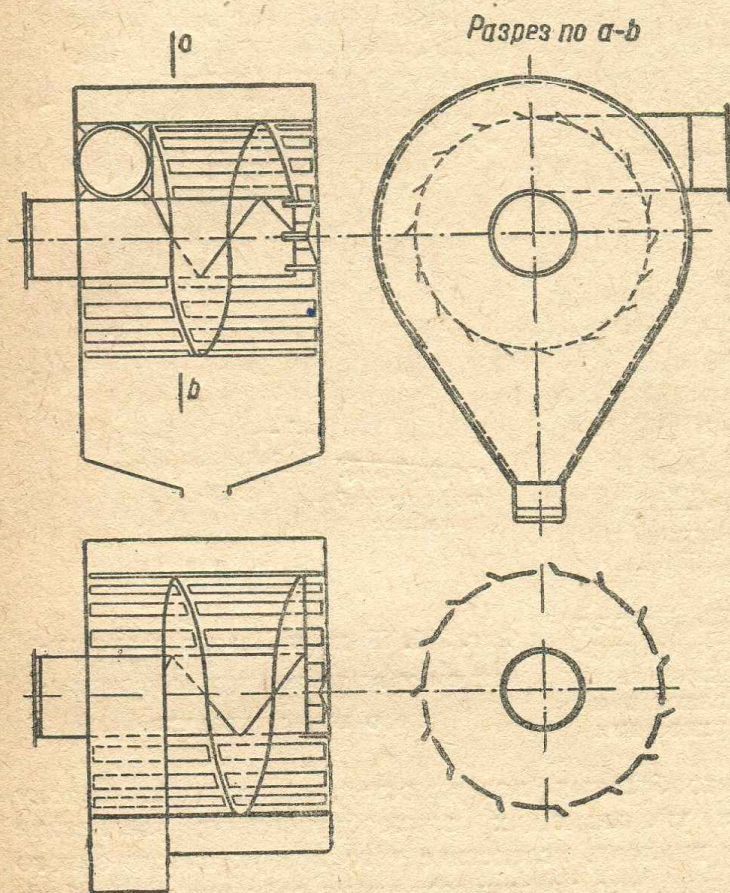
Одна из таких конструкций с применением винтовых направляющих показана на фиг. 220. Поступающий в циклон воздух движется по внутреннему винтовому воздуховоду, наружные поверхности которого не сплошные, а образованы вертикальными полосами, взаиморасположение которых ясно видно на горизонтальном разрезе (см. фиг. 220). Частицы, отброшенные центробежной силой к периферии, попадают в пространство между ребрами и наружной стенкой циклона и здесь, как в отстойной камере, опускаются к отверстию, выводящему пыль. Воздух, выходящий из циклона, все же несет с собой наиболее мелкие пылинки, причем в выхлопной трубе циклона продолжается вращательное движение воздуха, благодаря чему пыль, не успевшая отделиться в циклоне, движется у стенок этой трубы.

В конструкции одного из американских циклонов (фиг. 221) обстоятельство это использовано для повышения к. п. д. циклона. Выхлопная внутренняя труба циклона сделана короче цилиндрической его части и окружена второй наружной трубой несколько большего диаметра. Кольцевой канал, образующийся между этими двумя трубами, соединен с верхней кольцевой камерой, откуда воздух, насыщенный пылью, отсасывается небольшой трубкой, присоединенной к всасывающему отверстию вентилятора. Как ясно из

чертежа, в кольцевую камеру должна попасть часть воздуха, двигавшаяся у стенок выхлопной трубы, т. е. наиболее насыщенная пылью. Эта часть воздуха из вентилятора снова поступает в тот же циклон.

Испытания такого циклона, проведенные в 1933 г. на элеваторе мельничного комбината им. Цюрупы (Москва), показали некоторое повышение к. п. д. за счет отсоса воздуха из кольцевой камеры. Неудобство этого циклона заключается в необходимости вести от него к вентилятору длинную трубу малого диаметра, подверженную засорению.

Кроме вертикальных циклонов, имеются и горизонтальные конструкции (фиг. 222). Несколько отличная от этой, но также горизонтальная конструкция циклона предложена крупчатником М. Т. Хрусловым¹.



Фиг. 222. Горизонтальная конструкция циклона — пылеотделителя

Циклоны широко применяются на элеваторах и мельницах для очистки воздуха от грубой пыли. Для них не требуется обязательно место в здании. Обычно их устанавливают снаружи, на крыше или на стенах корпусов. Выходное отверстие при этом защищается каким-либо простейшим дефлектором, например „гусиной шейкой“.

Более подробная характеристика распространенных конструкций циклонов приведена в § 43 и в приложениях.

Отделение пыли при помощи центробежных сил используется также в вентиляторах-пылеотделителях, выполняющих одновременно обе функции. На фиг. 223 показано рабочее колесо одной из таких конструкций; к лопастям

вращающегося колеса вентилятора прикреплены жолобки *а*, по которым пыль, отброшенная центробежной силой наружу, скользит в специальный кольцевой канал кожуха вентилятора, откуда попадает в сборный бункер. Следует предположить, что к. п. д. такого рода вентиляторов ниже, чем для обычных вентиляторов.

Конструкции, подобные этой, существуют во многих видоизменениях, но широкого применения пока не находят.

Фильтры-пылеотделители. Фильтрация воздуха через слои сыпучих или волокнистых материалов применяется для грубой и тонкой очистки воздуха от пыли различного рода. Для грубой очистки воздуха применяются такие материалы, как, например, кокс, щебенка, гравий, в некоторых конструкциях смачиваемые водой для повышения задерживающей способности.

Конструкция таких фильтров чрезвычайно проста (фиг. 224) и состоит из набора рам, обтянутых с обеих сторон сетками, между которыми

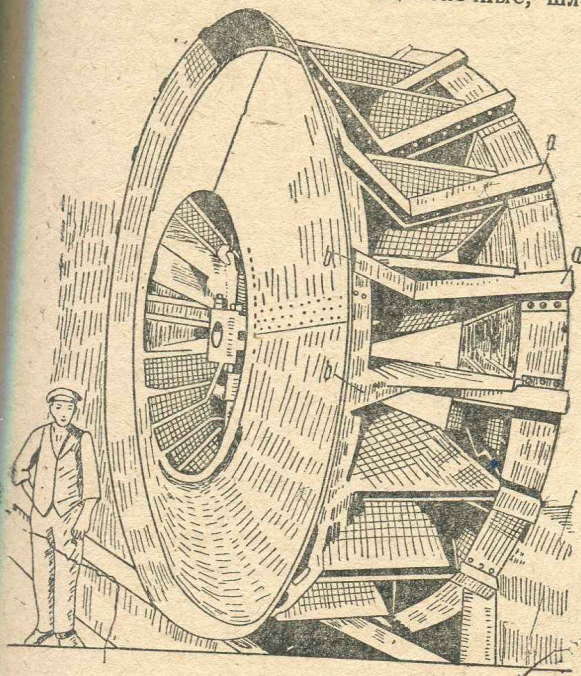
¹ Детальное описание см. в журн. „Советское мукомолье и хлебопечение“, № 2, 1934.

помещается слой фильтрующего материала толщиной от 10 (вата) до 200 мм (щебень, кокс) в зависимости от желательной степени очистки и допустимой потери давления в фильтре. Фильтрующий материал должен периодически заменяться чистым или промываться.

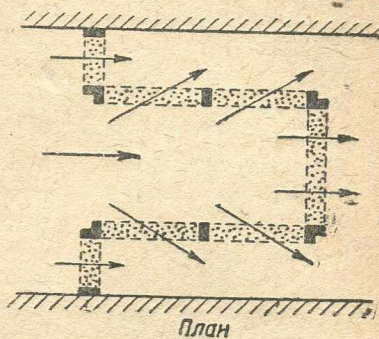
Производительность фильтров этого рода определяется следующими величинами обычных нагрузок на кв. метр поверхности фильтра:

Щебеночные, шлаковые, коксовые:

| | |
|--|-------------------------|
| без орошения водой | 25 м ³ /мин. |
| при орошении | 50 " |
| Ватный (толщина слоя 10 мм) | 8 " |
| Древесно-шерстяной (слой около 70 мм) | 15 " |
| Булыжник размером около 80 мм, орошаемый водой | 40 " |



Фиг. 223. Рабочее колесо вентилятора — пылеотделителя „Стюртевант“



Фиг. 224. Схема конструкции фильтра с применением слоев сыпучих или волокнистых материалов (щебень, шлак, кокс, древесная шерсть, вата и прочие материалы)

Сопротивление фильтров может быть выражено такой же общей формулой, как и потеря давления в каждом „местном сопротивлении“, т. е.

$$H_{\phi} = A \frac{v^n}{2g} = Bv^n, \quad (39-4)$$

где v — скорость воздуха, отнесенная ко всей поверхности фильтра;

n — показатель степени, колеблющийся в пределах от 1 до 2 в зависимости от числа Рейнольдса и определяемый экспериментально;

или B — коэффициенты пропорциональности, определяемые также экспериментальным путем.

Для фильтра из гравия толщиной в 200 мм при камнях величиной с кулак проф. Браббе нашел следующие выражения:

для сухого фильтра:

$$H_{\phi} = 22 v^{1.88},$$

для орошаемого водой:

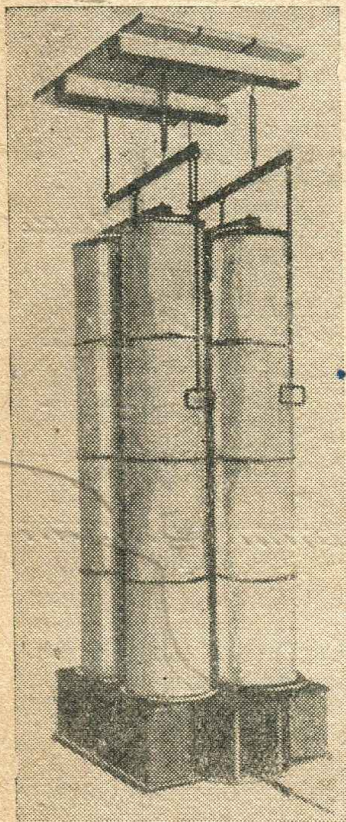
$$H_{\phi} = 32 v^{1.96}.$$

Необходимую площадь фильтра можно определить, либо исходя из нагрузок на его поверхность (а затем определить потери давления), либо ориентируясь на величину напора и вычисляя по ней (по выражению H_{ϕ}) допустимую скорость воздуха. Фильтры такого типа применяются при очистке относительно мало запыленного воздуха, например при предварительной очистке подаваемого в помещение воздуха.

В промышленных вентиляционных установках широко применяются матерчатые фильтры различных конструкций. На мельницах матерчатые фильтры

распространены исключительно широко, являясь почти единственным видом пылеотделителя.

Простейшая конструкция рукавного матерчатого фильтра изображена на фиг. 225. Воздух, аспираторный от машин, нагнетается вентилятором в нижнюю коробку по направлению, указанному стрелкой, и поступает в рукава из пористой ткани. Пыль задерживается на внутренних стенках рукавов, которые периодически, в данном случае вручную, отряхиваются (рычаг, к которому прикреплены рукава, подвешен к потолку на пружине, как это видно на фиг. 225). Так как пыль во время работы фильтра прижата током воздуха к ткани, то на период вытряхивания следует прекратить доступ воздуха в фильтр, что можно сделать при помощи поворотной заслонки, расположенной во входном отверстии.



Фиг. 225. Простейший нагнетательный матерчатый фильтр с ручным встряхиванием рукавов

Для облегчения опадания пыли с внутренних стенок полезно делать рукава слегка коническими, суживающимися кверху. Пыль опадает в бункер, расположенный под нижней коробкой фильтра. Диаметр рукавов данного фильтра равен 400 мм, длина рукавов — по высоте этажа. Совершенно понятно, что с уменьшением диаметра рукавов поверхность фильтрующей ткани на единицу габаритного объема машины увеличивается. Поэтому наиболее распространенные многорукавные нагнетательные фильтры (фиг. 226 — фильтр Главпродмашины) имеют диаметр рукавов в пределах от 90 до 125 мм. Рукава меньшего диаметра подвержены весьма частому и полному закупориванию пылью.

Воздух нагнетается в данный фильтр со стороны верхней коробки. Очистка производится рамой, движущейся при помощи цепей вверх и вниз. На раму натянута вдоль и поперек проволока, образующая решетку, в каждой ячейке которой слегка зажат рукав фильтра. Такой способ очистки рассчитан на повышение скорости воздуха в суженном сечении рукава, на понижение давления при этом и обдувание пыли с внутренней поверхности рукава.

Следует все же отметить, что практически способ этот дает неудовлетворительную очистку, особенно в нижних частях рукавов, где скорости весьма

малы. Рукава поэтому снизу часто закупориваются, и пыль, опадающая сверху, постепенно наполняет весь рукав. При данном способе очистки необходимо два-три раза за 8 час отряхнуть рукава вручную.

Пыль сваливается в нижнюю коробку фильтра, откуда она скребковым транспортером и шнеком выводится в течку. Для того чтобы эта течка не пылила под влиянием повышенного давления воздуха в нижней коробке фильтра, выходное отверстие шнека прикрывается щитком, прижимаемым к отверстию мягкой пружиной (см. фиг. 226). Щиток, выполняемый обычно в виде конуса, воспринимая давление подаваемой шнеком пыли, сжимает пружину и отходит в сторону лишь настолько, насколько это нужно для пропуска пыли.

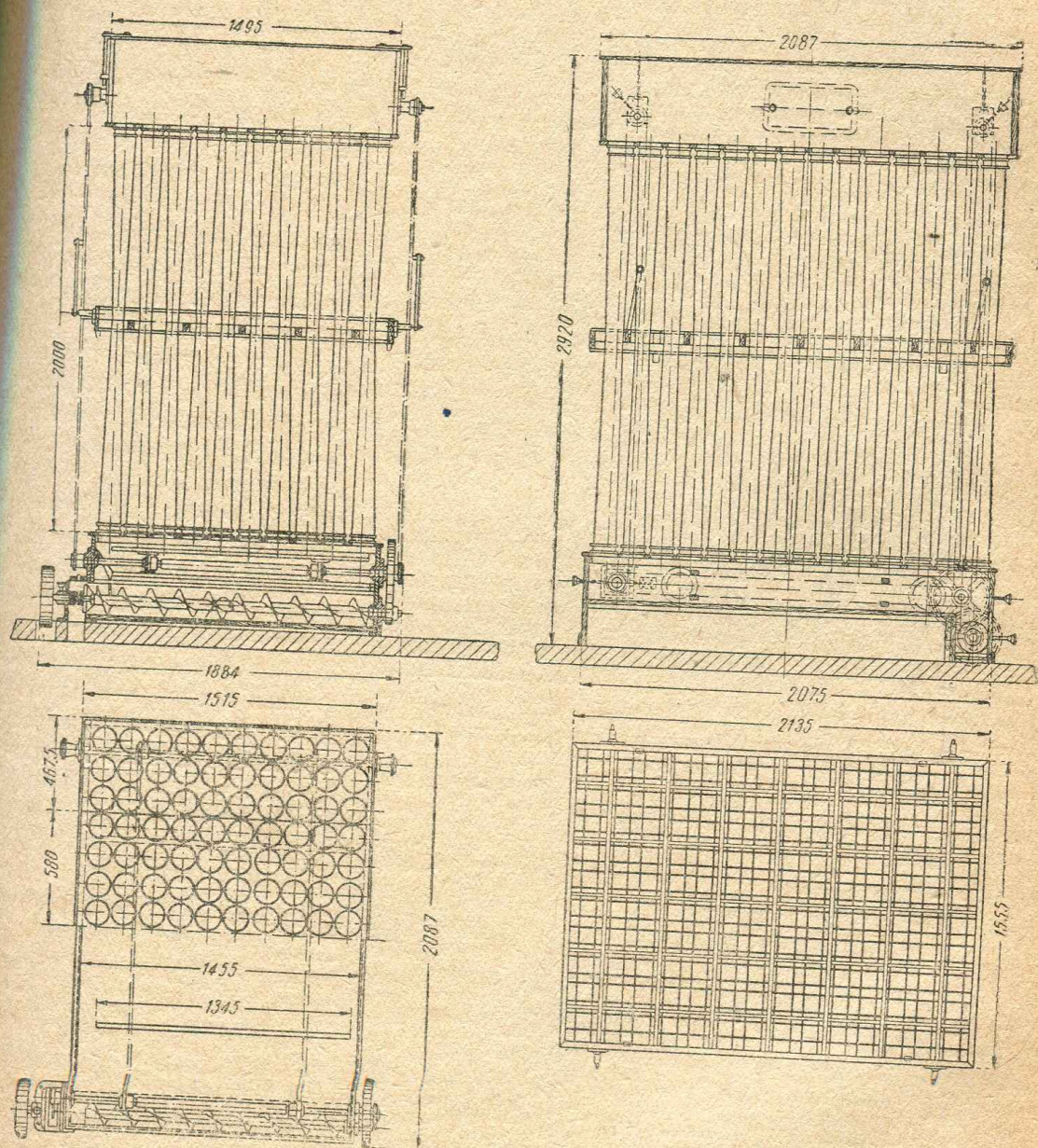
В местах сжатия рукавов рамой обычно наблюдается интенсивное выделение пыли наружу, что понижает к. п. д. фильтра. С этой точки зрения беспрерывная работа рамы вредна.

Испытания вертикально-рукавного фильтра на элеваторной пыли¹ пока-

¹ Испытания на элеваторе мельничного комбината им. Ленина, в Ленинграде, произведенные ЛИОЭОТ в 1935 г.

зали, что остановка рамы на 2—3 часа повышает потери в фильтре всего лишь на 1,5—2,0 мм вод. ст. Поэтому, кроме осторожной и тщательной очистки рукавов вручную, можно рекомендовать периодический пуск рамы в движение через каждые 2—3 часа на несколько минут, что увеличит к. п. д. фильтра, не вызывая значительного повышения потерь в нем.

Техническое осуществление такого режима работы рамы удобно при установке рядом с приводным шкивом холостого шкива с переводящей ремень вилкой.



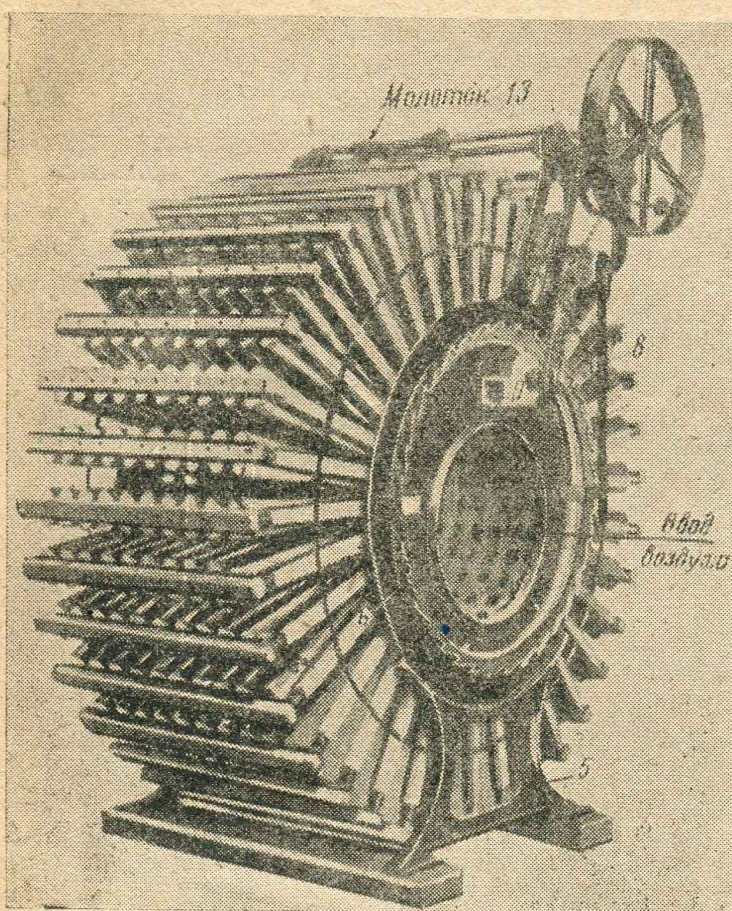
Фиг. 226. Многорукавный нагнетательный фильтр с очисткой при помощи рамы, сжимающей рукава

Фильтры этой конструкции широко распространены на наших мельницах, а также на мельницах Германии, Франции и Англии, вследствие чего их часто называют европейским типом нагнетательного фильтра.

На американских мельницах применяется нагнетательный многорукавный фильтр с лучевым расположением рукавов (фиг. 227), называемый обычно звездчатым. Преимущества американского звездчатого фильтра перед европейским типом заключается в более интенсивной очистке ткани, что при одинаковой нагрузке ее понижает сопротивление фильтра. Очистка производится

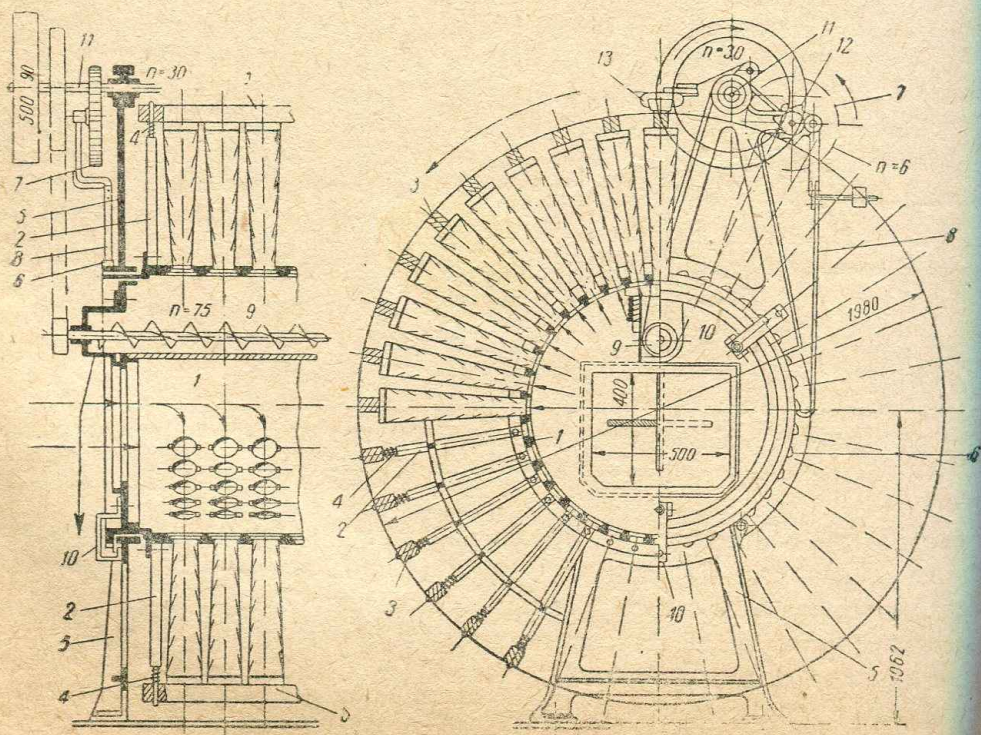
ударами молотка (см. рис. 227) по планке, к которой подвешены рукавки фильтра.

Общее устройство звездчатого фильтра показано на фиг. 228. Боковая



Фиг. 227. Звездчатый магнетальный фильтр.
Общий вид

поверхность барабана 1 снабжена отверстиями, диаметр которых равен меньшему диаметру конического рукава фильтра. Радиальные стойки 2 несут продольные планки 3, к которым прикреплены рукавки с наглухо закрытой торцевой стороной. Планки эти не связаны наглухо со стойками 2, а свободно сидят на круглых шипах стоек, опираясь на цилиндрические пружины 4. Барабан с рукавами установлен на чугунной станине 5, имея возможность вращаться, перекачиваясь бортами по роликам, прикрепленным к станине. Движение барабану сообщается через зубья 6 храпового венца, связанного с ним при помощи шатуна 8, постоянно прижимаемого к зубьям эксцентрично укрепленным на нем грузиком. За один поворот зубчатого колеса 7 бара-



Фиг. 228. Схема конструкции звездчатого фильтра

бан поворачивается на один зуб храпового венца 6. Число зубьев храпового венца соответствует числу радиальных рядов рукавов фильтра.

В полости барабана, в верхней части ее, неподвижно подвешен к станине шнек 9, крышка которого, имеющая продольную щель, плотно прижата пружинами к внутренней поверхности барабана. Над щелью шнека располагается один ряд рукавов, получающий за время пребывания над шнеком несколько ударов хвостового молотка 13, приподнимаемого кулачковым колесом 12, насаженным на одной оси с зубчаткой 7. Удар молотка сжимает ряд рукавов на 1—2 см, после чего пружина 4, распрямляясь резким движением, натягивает рукава снова. При ударе и выпрямлении рукавов они очищаются от пыли, попадающей в шнек 9, выводящий ее наружу. В рукава, подвергающиеся очистке, воздух не поступает, что облегчает отделение от них пыли.

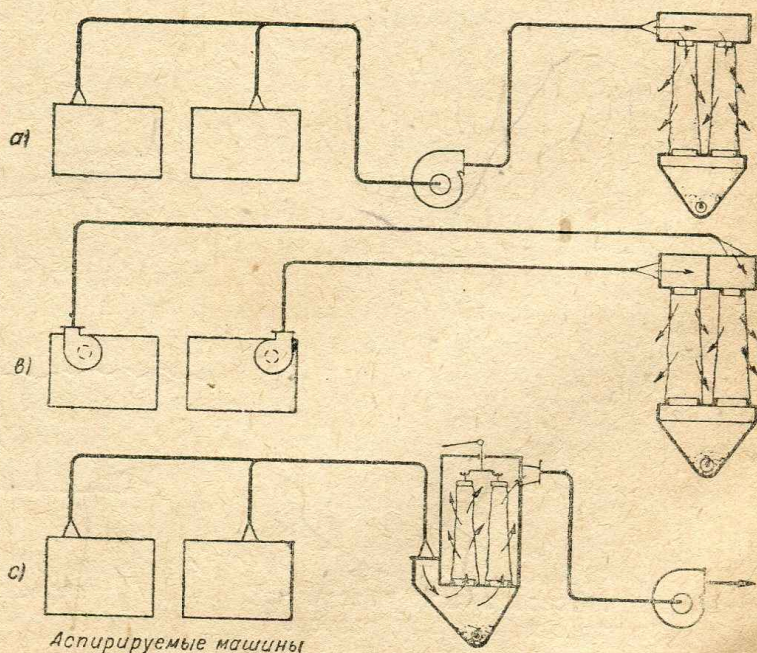
Интенсивная очистка рукавов от пыли достигается также отсасыванием воздуха из полости шнека 9, над которым устанавливаются очищаемые рукавки. Таким образом во время встряхивания рукавов наружный воздух продувает запыленную ткань в направлении, противоположном рабочему направлению (снаружи внутрь). Такая продувка очищает поры ткани, уменьшает сопротивление фильтра и увеличивает его к. п. д. Продувка эта осуществляется путем присоединения к полости шнека 9 небольшого по диаметру воздуховода (около 100 мм), ведущего к всасывающему отверстию вентилятора или ближайшей всасывающей трубе. Отверстие шнека, выводящее пыль, должно быть снабжено запорным щитком с мягкой пружиной, подобным указанному на фиг. 226.

Привод от трансмиссии производится на шкив, насаженный на вал 11. На этом же валу находится шкив или зубчатка для передачи движения шнеку 9 (ремнем или цепью). Кроме этого, на валу 11 насажена малая зубчатка, находящаяся в сцеплении с зубчаткой 7, на валу которой насажены шатун 8 и кулачки 12.

Барабан фильтра делает всего лишь около 10 оборотов в час; приводной шкив — 30—35 об/мин., что затрудняет непосредственный привод фильтра с быстроходных трансмиссий. В некоторых конструкциях (фильтры „Ниагара“) на станине устанавливаются редукторы, повышающие число оборотов приводного шкива до 120 в минуту.

Звездчатые фильтры, имеющие в отношении очистки несомненные преимущества перед фильтрами европейского типа, изготовляются в настоящее время и на наших заводах.

Положение нагнетательного матерчатого фильтра в аспирационных установках показано на фиг. 229, а и б. При так называемой местной аспирации, когда каждая из аспирируемых машин имеет свой вентилятор, верхнюю коробку фильтра следует разделять на части, число которых равно



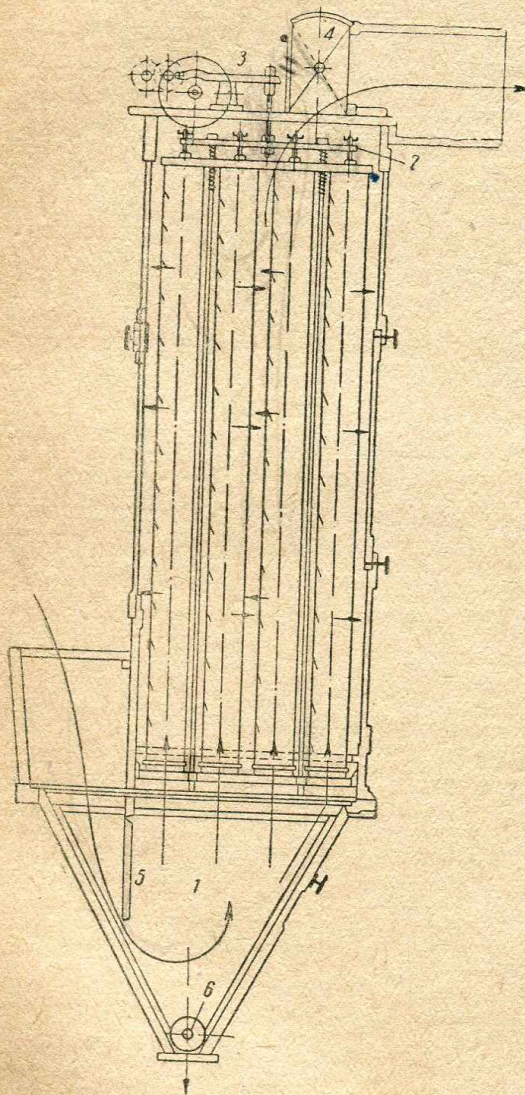
Фиг. 229. Расположение нагнетательных и всасывающего фильтра в аспирационной установке: а — нагнетательный фильтр при центральной аспирации машин; б — то же, при местной аспирации; в — расположение всасывающего фильтра

количеству вентиляторов, обслуживаемых фильтром (фиг. 229, *b*). Количество рукавов, приходящихся на каждую из отделенных частей, должно быть пропорционально объему подаваемого воздуха. Соединение в одной коробке воздухопроводов от нескольких вентиляторов не рекомендуется, ибо параллельная работа вентиляторов неустойчива.

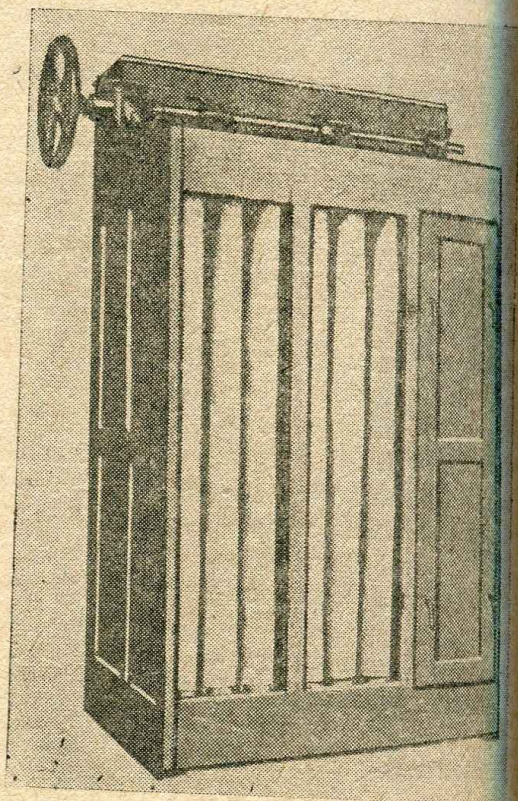
Звездчатые фильтры описанной конструкции могут быть разделены на две части установкой перегородки в полости барабана.

Вторым типом распространенного на мельницах матерчатого рукавного фильтра является всасывающий фильтр, положение которого в схеме показано на фиг. 229, *c*. Всасывающий фильтр (фиг. 230 и 231) по конструкции похож на нагнетательный фильтр европейского типа, но заключенный в шкаф, из которого вентилятором отсасывается воздух. Подобные фильтры часто называются фильтрами типа „Бет“ по имени завода, впервые выпустившего их.

Воздуховод от аспирируемых машин присоединяется к сборной камере фильтра 1, в которой вследствие значительного уменьшения скорости осаждается часть наиболее грубой пыли. Остальная часть с воздухом устремляется в рукава и задерживается на внутренней поверхности их. Воздух, пройдя через ткань, устремляется к выходному отверстию, расположенному в верхней части фильтра, и направляется далее ко всасывающему отверстию вентилятора.



Фиг. 230. Всасывающий матерчатый фильтр в поперечном разрезе



Фиг. 231. Всасывающий 36-рукавный фильтр (3 отделение по 12 рукавов в каждом)

Рукава фильтра подвешены к раме 2 на болтах с барашками, позволяющими правильно натянуть каждый рукав; рама 2 связана с подвижным днищем фильтра, к которому длинными болтами прикреплены открытые концы рукавов. Рама 2 имеет некоторую возможность скользить по болтам вниз, сжимая при

этом цилиндрические пружины, на которых она лежит (фиг. 230), и рукавки фильтра.

Подвижное днище связано с рамой фильтра полосами мягкой кожи или прочной ткани, отделяющей сборную камеру 1 от внутренности шкафа, куда выходит из рукавов очищенный воздух. Рама 2 в свою очередь подвешена на одном болте к рычагу 3, конец которого через определенные промежутки времени приподнимается при помощи кулачка вместе с болтом, рамой 2, рукавами и подвижным днищем. После того как кулачок вышел из сцепления со встряхивающим рычагом, вся конструкция, на которой укреплены рукавки, под влиянием собственного веса падает. При этом, двигаясь по инерции, рама 2 сжимает пружины и рукава, благодаря чему часть пыли уже опадает. В следующий момент пружины распрямляются и снова встряхивают рукавки, натягивая их. Подъем и опускание рычага производится шесть-восемь раз подряд, после чего несколько минут фильтр работает без встряхивания.

Для того чтобы пыль при встряхивании не задерживалась током воздуха на внутренних стенках рукавов, работа фильтра на время встряхивания прекращается. Заслонка 4 в верхней коробке фильтра автоматически переводится при встряхивании в положение, изображенное на фиг. 230 пунктиром, вследствие чего отсасывание воздуха вентилятором из кожуха фильтра прекращается. Одновременно с этим наружный воздух через отверстие в верхней крышке кожуха устремляется внутрь и пронизывает ткань рукавов в обратном обычному направлению, что способствует очистке их от пыли.

Всасывающий фильтр, как видно на фиг. 231, состоит из нескольких изолированных друг от друга отделений, очистка рукавов которых при правильной регулировке встряхивающего механизма никогда не происходит одновременно.

Так как в фильтре господствует разрежение, то воздух, проникающий при встряхивании через отверстие в верхней крышке, попадает через рукавки и сборную камеру 1 в приемную коробку, общую для всех отделений, а оттуда в соседние отделения, излишне загружая при этом ткань фильтра и вентилятор. Чтобы не допустить этой перегрузки, в сборной камере фильтра подвешивается на мягкой коже обратный клапан 5, который автоматически захлопывается при сообщении внутренних частей кожуха фильтра с атмосферой. Некоторое количество воздуха все же продолжает течь через рукава, направляясь в соседние отделения фильтра через отверстия для удаляющего пылесоса 6.

Такая система очистки рукавов несравненно интенсивнее способа очистки, применяющегося в нагнетательных фильтрах европейского типа. Всасывающие фильтры получили на наших мельницах весьма широкое распространение, несмотря на то что сопротивление их в четыре-пять раз выше сопротивления нагнетательных фильтров.

Вторым преимуществом всасывающего фильтра является возможность вывода выходящего из него воздуха наружу, за пределы здания, во избежание загрязнения помещения остатками пыли в очищенном воздухе.

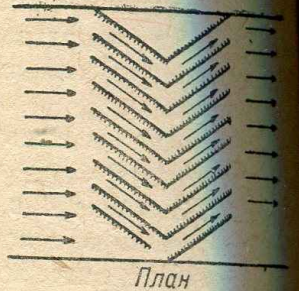
В зимних условиях преимущество это превращается в недостаток, так как, удаляя весь воздух после фильтров наружу, мы крайне понижаем температуру в помещении мельницы или принуждены расходовать большое количество тепла на подогрев всего поступающего в здание воздуха. Недостаток этот устраняется осуществлением частичной или полной рециркуляции воздуха, т. е. возвратом воздуха после фильтра в здание мельницы, в количестве, зависящем от погоды, влажности размалываемого зерна и режима помола. Следует отметить, что зимой при пуске мельницы в ход после перерыва в работе, продолжавшегося несколько дней, необходимо вначале весь воздух выбрасывать наружу и постепенно, по мере нагревания помещения, увеличивать количество рециркулирующего воздуха во избежание усиленной конденсации влаги на остывших поверхностях стен и машин.

Всасывающие фильтры в противоположность описанным выше конструкциям нагнетательных позволяют производить такую регулировку степени рециркуляции. Осуществление частичной рециркуляции или полного вывода воздуха наружу при нагнетательных фильтрах возможно лишь при заключении их в кожух.

Более подробная характеристика матерчатых рукавных фильтров в отношении сопротивления, нагрузок и к. п. д., разновидностей конструкций и размеров их, приведена в § 41 и 42 и в приложениях.

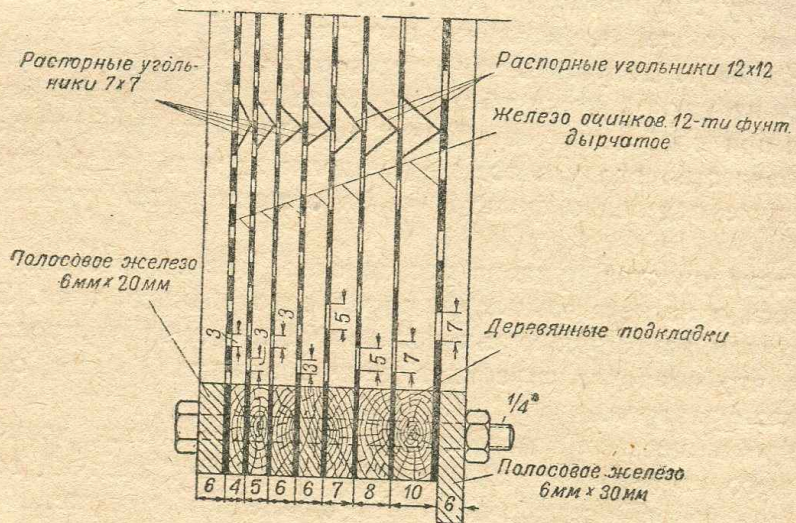
4. Контактно-поверхностные пылеотделители. В установках этого рода отделение пыли происходит при скольжении запыленного воздуха вдоль шероховатых или липких поверхностей. Простейшим примером такого пылеотделителя является всякая ворсистая ткань, омываемая током запыленного воздуха (фиг. 232), оставляющего на ней часть пыли и тем большую, чем с большей поверхностью соприкасается на своем пути воздух. Совершенно понятно, что отделение пыли будет интенсивнее, если поток воздуха будет изменять свое направление, ударяясь о поверхности, задерживающие пыль.

Простейшим типом липкого пылеотделителя является дырчатый, составленный из 7 — 8 листов пробитого оцинкованного железа (фиг. 233). Отверстия располагаются в шахматном порядке так, чтобы воздух, входящий в отверстия одного листа, ударялся о поверхность другого. Ячейка такого пылеотделителя погружается перед употреблением в масляную ванну. Масло, употребляемое для этих целей, должно быть липким, хорошо держаться на поверхности, не стекать с нее, не густеть, не твердеть на воздухе и иметь высокую температуру вспышки.



План

Фиг. 232. Матерчатый контактно-поверхностный пылеотделитель



Фиг. 233 Дырчатый масляный пылеотделитель

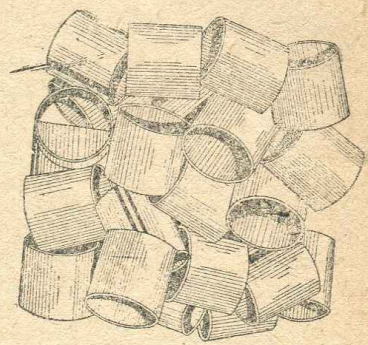
Для пылеотделителей этого типа употребляются специальные масла растительного происхождения, удовлетворяющие этим требованиям, известные под названием висцина, адгезина и др.

Запыленная ячейка фильтра промывается в ванне с горячим содовым раствором, после чего снова покрывается маслом и устанавливается на место.

Пылеотделители эти отличаются большой пропускной способностью при малом сопротивлении. Конструкция эта при испытании в лаборатории Московского губ. отд. охраны труда (1930) дала следующие результаты:

| Нагрузка на 1 м ² фильтра в м ³ /мин. | Сопротивление в мм вод. ст. | Запыленность в мг/м ³ | |
|--|--------------------------------|----------------------------------|----------------------------|
| | | до фильтра | после фильтра |
| 60—70 120—140 | 1,5 5—7 | 41 41 | 2,5 (94%) Не обнаружено |

Весьма развитую поверхность и высокий к. п. д. дают так называемые кольца Рашига (фиг. 234), представляющие собой отрезки тонкостенных металлических трубочек диаметром от 8 до 25 мм, длиной, равной диаметру. Кольца Рашига могут быть также изготовлены из керамических материалов, шероховатая поверхность которых препятствует стеканию масла. Кольцами этими заполняются ячейки, показанные на фиг. 235, погружаемые в висциновую ванну перед установкой их в раму фильтра.

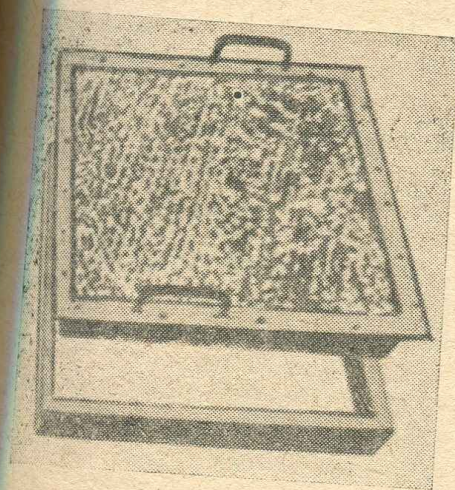


Фиг. 234. Кольца Рашига

Пропускная способность такого фильтра примерно в 100 раз больше матерчатого рукавного и доходит при горизонтальном положении ячеек до 135 м³/мин. на 1 м² поверхности фильтра.

Сопротивление висциновых фильтров с кольцами Рашига может быть вычислено по выражению (39—4). Показатель степени при скорости $n = 2$, а коэффициент B увеличивается с уменьшением диаметра колец и при толщине слоя в 75 мм равен:

| | | | | | |
|-----------------|-----|-----|-----|------|------|
| Диаметр. в мм . | 25 | 15 | 12 | 11,8 | 10,0 |
| B | 1,9 | 3,8 | 6,2 | 6,9 | 8,6 |



Фиг. 235. Ячейки висцинового фильтра, заполняемые кольцами Рашига

Висциновые фильтры удобны для очистки воздуха с небольшой начальной запыленностью, при малых размерах пылинки. Они применяются главным образом для очистки воздуха, подаваемого в здания снаружи.

Несмотря на большое разнообразие конструкций этого типа мы не описываем их, ибо для очистки воздуха в производственных цехах мельниц и элеваторов фильтры эти неприменимы.

5. Мокрые пылеотделители. При изложении физических свойств пыли (§ 11, п. 3) мы уже указывали, что пылинки служат центрами конденсации влаги воздуха через завесу из распыленной воды хотя и дает обеспыливающий эффект, но не всегда достаточно высокий; пылинки, взвешенные в потоке сухого воздуха, окружены тонким слоем его, препятствующим смачиванию частиц и выпадению их.

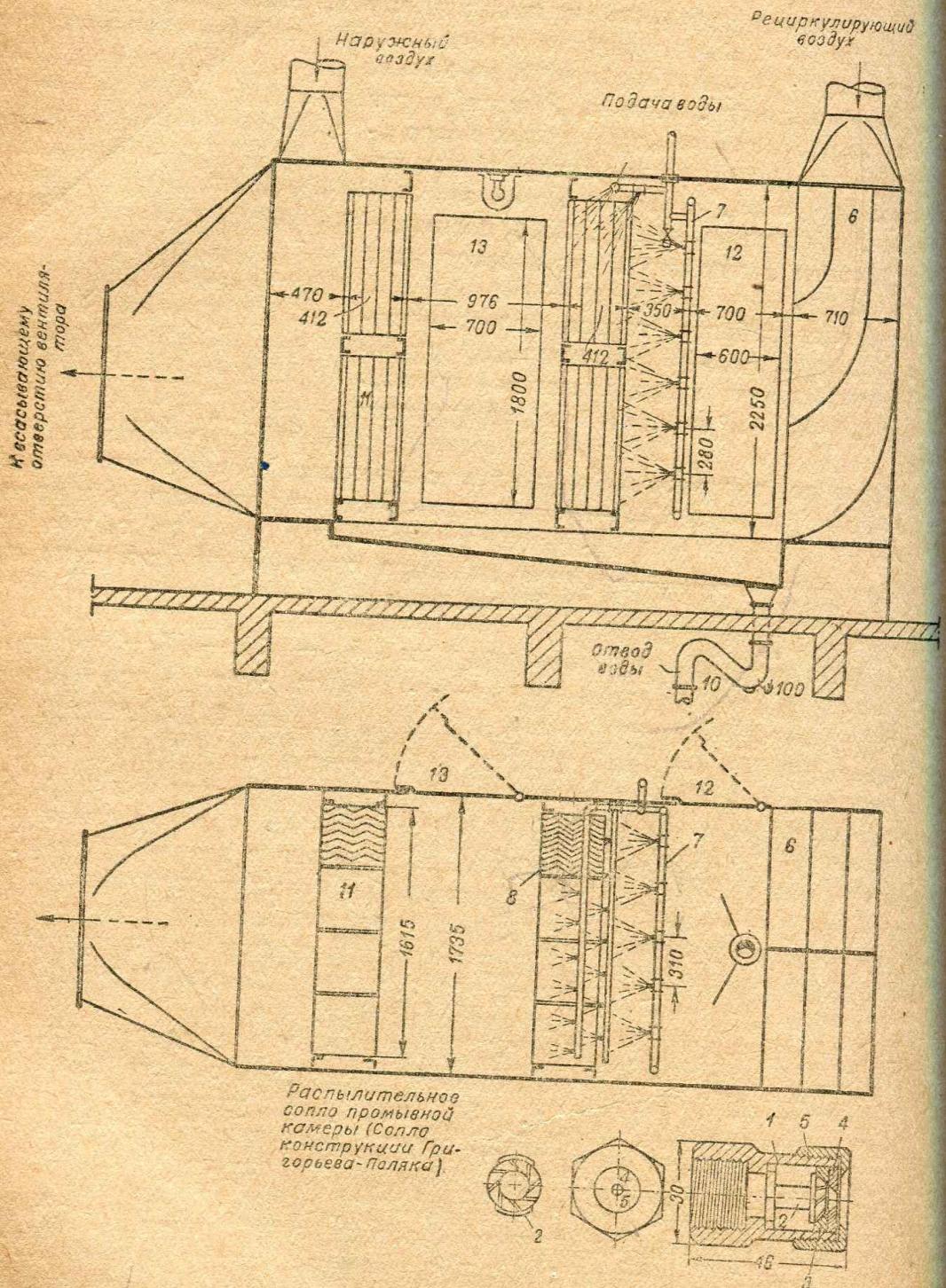
Повышая влажность среды и, следовательно, парциальное давление пара, мы можем в достаточной степени насытить влагой в здушную пленку, окружающую пылинки. При понижении температуры после этого пары этой пленки конденсируются, покрывают пылинки тонким слоем воды, утяжеляют их и способствуют соединению пылинок с каплями воды.

В общем виде полный процесс мокрого пылеотделения составляет, таким образом, из трех последовательных стадий:

- 1) насыщение воздуха парами; для ускорения этого процесса иногда применяется горячая вода или отработанный пар;
- 2) охлаждение воздуха, вызывающее конденсацию паров на пылинках;
- 3) промывка воздуха для удаления пылинок из воздушного потока.

Обе последних стадии обычно осуществляются пульверизацией холодной воды в поток очищаемого от пыли воздуха.

Мокрые пылеотделители нашли применение на мельницах для вторичной очистки воздуха после матерчатых фильтров при осуществлении рециркуляции



Фиг. 236. Схема промывной камеры

ции. Схема включения промывной камеры в вентиляционную сеть мельницы была уже показана на фиг. 5.

Конструкция промывной камеры типа, примененного на Ленинградском мельничном комбинате имени Кирова, схематически показана на фиг. 236.

Воздух после всасывающих фильтров, имеющий часто запыленность, превышающую гигиеническую норму, поступает в канал 6, разделенный на три части криволинейными перегородками, которые должны равномерно распределить воздух по всему сечению камеры. На расстоянии 700 мм от входа в камеру расположена „гребенка“ водопроводных труб 7 с распыляющими воду соплами.

В описываемой промывной камере применены сопла системы Григорьева-Поляка, конструкция которых изображена на той же фигуре внизу. Сопло состоит из следующих пяти частей: корпус 1, в который вставляется грибок 2 с несколькими кольцевыми канавками на конической шляпке; плашка 3, имеющая коническую выточку, плотно охватывает шляпку грибка, превращая канавки в каналы для воды; плашка 3 прикрывается пластинкой 4, которая также имеет коническую выточку; все эти четыре детали соединяются между собой гайкой 5. Все детали сопла изготовлены из латуни. Вода, подаваемая от основания корпуса 1, пройдя через канавки, направленные под некоторым углом к образующей, приходит во вращательное движение и выбрасывается из отверстия пластинки 4 в распыленном состоянии коническим факелом, угол раскрытия которого колеблется в пределах от 33 до 85° в зависимости от давления воды, диаметра выходного отверстия сопла, числа канавок, размеров и угла наклона их к образующей.

Учитывая угол раскрытия факела, сопла на гребенке 7 расставляются в шахматном порядке так, чтобы промываемый воздух встретил на своем пути сплошную водяную завесу. 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 оцинкованного железа, поставленных вертикально на расстоянии 30 мм друг от друга. Частицы пыли, не смоченные водяной завесой, ударяются о смоченные поверхности заливного сепаратора, прилипают к ним и вместе с водой стекают вниз, в поддон камеры, имеющей наклонное дно, ведущее к отводной трубе, снабженной сифоном 10, во избежание подсоса воздуха в камеру. Капельная влага, содержащаяся в воздухе после промывки его, осаждается на сухих сепараторах 11, с расстоянием между пластинками в 50—55 мм.

Наружный воздух, подмешиваемый к рециркулирующему, подается в камеру за сухим сепаратором и поступает в вентилятор, где происходит полное смешивание наружного и рециркулирующего воздуха.

Вентилятором, как это видно на фиг. 5, воздух подается в приточную систему и распределяется по этажам предприятия.

Промывная камера, изображенная на фиг. 236, имеет две двери: дверь 12 служит для смены засорившихся сопел, а дверь 13 — для выемки и очистки сепараторов. Эта камера изготавливается из досок толщиной 25 мм и обивается внутри оцинкованным железом с пропайкой швов. Особое внимание следует уделить герметизации камеры, ибо разрежение в ней достигает 70—100 мм вод. ст. Кромки дверок и присоединяемых воздухопроводов должны быть снабжены резиновыми прокладками.

Центральной научно-исследовательской лабораторией Сантехпроекта на мельничном комбинате им. Цюрупы, в Москве, было проведено в 1935 г. испытание подобной камеры, установленной в размольном отделении. Испытание это дало вполне удовлетворительные результаты: запыленность воздуха после камеры была ничтожной.

Испытания показали, что скорость движения воздуха в сечении камеры должна быть в пределах 2,0—2,5 м/сек. Эффект достаточно полного обеспыливания достигался при расходе воды в пределах 5% от веса промываемого воздуха. Учитывая возможность засорения сопел, рекомендуется при расчетах принимать расход воды равным 10% от веса воздуха.

Так как сопла Григорьева-Поляка с диаметром выходного отверстия в 1,5 мм дали при испытании хорошие результаты, то рекомендуется до полу-

чения новых опытных данных пользоваться именно ими при давлении у гребенки в 2,5 ат.

Величину поперечного сечения камеры определяют, исходя из объема подлежащего очистке воздуха и указанных выше пределов скорости. Высота камеры принимается равной около 2 м, что дает возможность войти в камеру для ее очистки. Кроме того, высота камеры должна быть кратной высоте применяемых сепараторов (учитывая промежутки для установки их). По сечению и высоте определяется необходимая ширина камеры, которая также должна быть кратной длине элемента употребляемых сепараторов.

Количество необходимых сопел определяется производительностью сопла при имеющемся давлении воды. Сопло Григорьева-Поляка с диаметром отверстия в 1,5 мм и грибком № 2 (5 канавок шириной 0,7 мм, глубиной 1,5 мм) при давлении у сопла в 2 ат расходует 102 кг/час. Давление у гребенки в 2,5 ат соответствует давлению у сопла примерно в 2 ат (0,5 ат — потери в гребенке).

Заливной сепаратор устанавливается за форсунками на расстоянии, равном примерно длине горизонтальной части факела. Распределение необходимого числа сопел по поперечному сечению камеры производится, исходя из угла раскрытия факела и условия покрытия всего сечения камеры, горизонтальными частями факелов распыленной воды. Зависимость между давлением, углом раскрытия и длиной факела для указанных выше сопла и грибка такова¹:

| | | | | | |
|--------------------------------|-----|-----|-----|-----|-----|
| Давление в ати | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
| Угол раскрытия в град. | 38 | 51 | 51 | 50 | 54 |
| Длина факела в мм | 230 | 310 | 390 | 400 | 567 |
| Расход воды в кг/час | 72 | 102 | 128 | 142 | 183 |

Подача воды к соплам может производиться либо прямо из водопроводной сети, либо через центробежный насос. Установка центробежного насоса более целесообразна, ибо при этом обеспечивается постоянство расчетного напора и становится возможным осуществление рециркуляции воды.

Так как вода после промывных камер вторичной очистки воздуха мало загрязнена (не более 20—25 г/м³), то она может быть использована для мойки зерна. При отсутствии мойки зерна вода может рециркулировать в системе промывной камеры. При этом необходимо установить фильтрующий бак и освежать рециркулирующую воду, отводя около 10% расхода в канализацию. В случае периодической работы моек для зерна вода после фильтрующего бака может направляться на мойку; при остановке моек осуществляется рециркуляционная схема водоснабжения.

Наружный воздух, подаваемый в промывную камеру, в холодное время года подогревается. Количество наружного воздуха и температура его подогрева определяются тепловоздушным балансом предприятия в целом с учетом тепловыделений от машин.

В описанной выше камере отсутствует первая стадия процесса мокрого пылеотделения (насыщение воздуха парами), что объясняется достаточно большой влажностью воздуха, отсасываемого от машин.

Описанный способ мокрого пылеотделения не является единственным. Для этой же цели могут быть использованы кольца Рашига с толщиной слоя 200—300 мм, систематически и равномерно орошаемые водой в количестве 2—3 л на каждый кубометр очищаемого воздуха. Менее громоздки, чем промывные камеры, специальные чугунные вентиляторы с медным или алюминиевым рабочим колесом, в полую ось которого подводится вода, разбрызгиваемая далее лопастями вентилятора и промывающая перемещаемый воздух от остатков пыли. Воздух после такого вентилятора следует пропустить через сухой сепаратор.

¹ Более детальные данные о работе различных сопел см. в книге инж. Лобова и инж. Поликарпова. Увлажнительно-промывные распылители воды для промышленности вентиляции, 1934.

На элеваторах мокрое пылеотделение может применяться для вторичной очистки воздуха после циклонов. Промывные камеры дали бы значительно лучший эффект обеспыливания, чем матерчатые нагнетательные, применяемые ныне Элеваторостроем. Кроме того, помещения нагнетательных фильтров для вторичной очистки воздуха представляют собой один из опаснейших очагов возникновения взрывов и пожаров, ибо в них накапливается наиболее взрывоопасная тонкая пыль. Замена нагнетательных фильтров вторичной очистки промывными камерами потребует осуществления рециркуляции воздуха в здании элеватора и поддержания в нем зимой хотя и невысоких, но положительных температур.

Применение промывных камер для первичной и окончательной очистки воздуха от малоценной черной пыли связано с устройством очистных сооружений для промывных вод.

До сих пор эффективность этих способов очистки воздуха практически не проверялась в применении к элеваторам. Следует все же предположить, что мокрое пылеотделение, достаточно хорошо разрешающее вопросы обеспыливания и уменьшающее взрывоопасность, получит распространение на наших предприятиях.

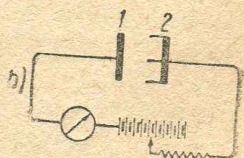
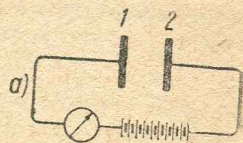
6. Электрическое пылеотделение. Процесс электрического пылеотделения заключается в ионизации коронирующим разрядом воздушной прослойки, через которую протекает запыленный воздух; частицы пыли приобретают при этом электрический заряд, адсорбируя образующиеся ионы газов, движутся в зависимости от знака заряда к одному из электродов и осаждаются на нем.

Изложим этот процесс несколько подробнее. Стрелка гальванометра, включенного в разомкнутую воздушным промежутком электрическую цепь (фиг. 237, а), не отклоняется, так как плоские электроды 1 и 2 изолированы друг от друга непроводником — воздухом (конденсатор). Но если воздействовать на воздушный промежуток рентгеновскими или ультрафиолетовыми лучами, лучами катодной лампы, радиоактивными веществами или другими ионизаторами, то стрелка гальванометра заметно отклонится, ибо воздух станет проводником. Образовавшиеся при этом ионы, передвигаясь от одного электрода к другому, вызовут появление тока.

При постоянной интенсивности ионизатора и неизменной разности потенциалов сила тока растет с увеличением расстояния между электродами. Этот противоречивый на первый взгляд факт вызывается увеличением числа ионов при удлинении воздушного промежутка (сила тока при этом увеличивается лишь до определенных пределов увеличения длины воздушного промежутка).

Явления ионизации можно вызвать и без посредства ионизаторов, образуя между электродами вместо однородного (фиг. 237, а) неоднородное электрическое поле (фиг. 237, б). Если один из электродов, например 2, снабдить остриями, то при повышении напряжения до известной величины в цепи вдруг появляется ток, сила которого после этого резко возрастает по мере дальнейшего повышения напряжения. Ток появится в цепи в тот момент, когда падение напряжения на единицу длины (градиент напряжения) у вершины острия станет больше сопротивления воздуха (около 20 000 вольт на 1 см). В небольшом объеме у острия, где напряжение больше пробивного для воздуха, молекулы его расщепляются на положительные и отрицательные ионы, которые двигаются в направлении к электродам, имеющим противоположный знак.

Такая самостоятельная ионизация в неравномерном электрическом поле сопровождается явлением „электрического ветра“, способного, как известно, задуть свечу и в некоторых случаях даже обратить ламинарный режим потока



Фиг. 237. К явлениям ионизации воздушного промежутка

в турбулентный. Явление „электрического ветра“ наглядно подтверждает наличие движущихся с большой скоростью от острий газовых ионов.

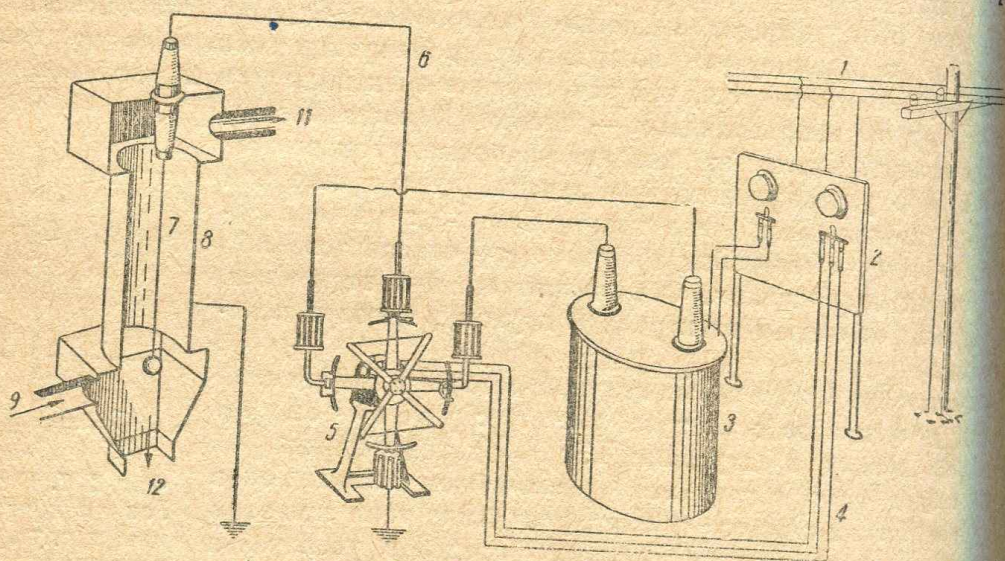
Если между электродами 1 и 2 цепи *b* пропускать запыленный воздух, то частицы пыли, приобретая заряд, начнут осаждаться на электроде с противоположным по знаку зарядом. Такой тихий разряд без проскакивания искр сопровождается характерным шипящим шумом и явно видимым в темноте голубовато-фиолетовым свечением, короной, вследствие чего часто называется коронирующим разрядом.

Первый прибор для осаждения дыма, осуществленный механиком Гемпелем по идее ливерпульского профессора физики Лоджа (1884 г.), имел электроды, выполненные в форме гребенок, т. е. подобные изображенным на фиг. 237, в.

Но несмотря на то что возможность электрического пылеотделения была отмечена впервые еще в 1819 г. (Рафинеск наблюдал в лучах солища притяжение пылинок к наэлектризованным телам на весьма значительном расстоянии), до 1906 г. ни одна из попыток не имела практического успеха главным образом из-за трудностей построения генератора постоянного тока высокого напряжения.

Котрелль (1906—1908 гг.) разрешил эту задачу путем трансформации переменного тока осветительной линии в ток высокого напряжения и последующего его выпрямления механическим выпрямителем, представляющим собой синхронно движущийся переключатель.

Схема установки Котрелля, в общих чертах удержавшаяся и до настоящего времени, представлена на фиг. 238. От линии переменного тока 1 напряже-



Фиг. 238. Схема пылеотделителя Котрелля

нием 220—440 вольт ток подводится к распределительному щиту 2, откуда поступает в трансформатор 3, повышающий напряжение до 50 000—85 000 вольт, и линией 4 подводится к мотору выпрямителя 5. Выпрямленный ток высокого напряжения линией 6 подается к одному из электродов пылеотделителя 7; другой электрод 8 заземлен, так же как и один из полюсов выпрямителя.

В качестве пылеотделителя на фиг. 238 изображен так называемый трубчатый элемент. Коронирующим электродом его является натянутая грузом струна 7, подвешенная на изоляторе. Вторым электродом служат заземленные стенки трубы 8 диаметром 150—200 мм, длиной 2,5—4,0 м, через которую проходит запыленный воздух, поступающий в трубу 9. Ионизируясь под влиянием коронирующего разряда электрода 7, воздух передает свой заряд пылинкам, которые осаждаются на внутренних стенках трубы 8, а оттуда сваливаются в бункер 12.

При наличии постоянного тока применяется мотор-генератор, вырабатывающий переменный ток для питания трансформатора. Выпрямитель при этом устанавливается на одном валу с альтернатором.

Для целей пылеотделения можно применять также непосредственно переменный ток, но эффект пылеотделения при этом понижается почти вдвое.

Опыт показал, что коронирующий электрод наиболее выгодно соединить с отрицательным полюсом при всех прочих равных условиях; при положительном коронирующем электроде к. п. д. пылеотделителя падает от 95—98% до 70—80%.

Кроме трубчатых, широко применяются пылеотделители пластинчатого типа, схема одного из которых (Сименс) изображена на фиг. 239. Подлежащий очистке воздух входит в одну из шахт, направляясь вниз, и выходит из другой вверх. Размеры шахты: поперечное сечение 2000×300 мм, высота 5000 мм.

Коронирующим электродом 1 в данном случае является сетка из цельнорешетчатого железа; гладкие стенки шахт 2 — осадительные электроды.

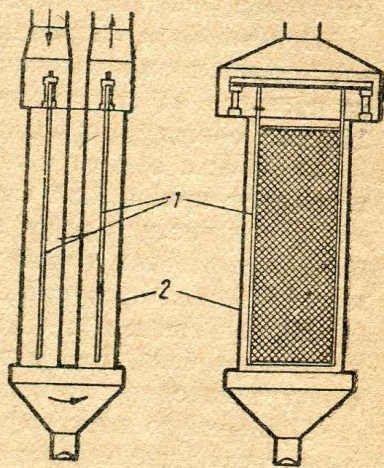
В качестве коронирующих электродов в пластинчатых фильтрах употребляются также тонкие гладкие струны диаметром 1—2 мм, расположенные на расстоянии 150—180 мм друг от друга, натянутые грузами. Фирмой Оски употреблялись тонкие медные цепочки или слегка закрученные и натянутые медные ленты. В настоящее время и эти фирмы употребляют гладкие никелевые струны диаметром в 1 мм.

В качестве осадительных электродов применяются густая сетка, волнистое железо, гладкое железо, бетонные плиты толщиной 30 мм из железосодержащего шлака с заделанной внутри металлической сеткой.

Некоторое повышение к. п. д. фильтра дают осадительные электроды, выполненные в виде карманов (фиг. 240), в пространстве между которыми падающая пыль защищена в значительной мере от тока воздуха.



Фиг. 240. Карманообразные осадительные электроды



Фиг. 239. Схема пластинчатого электрофильтра

В большинстве конструкций оба электрода подвергаются периодическим встряхиваниям для очистки их от пыли. Пропускная способность электрофильтров определяется величиной поперечного сечения труб или шахт и скоростью движения воздуха. Высота или длина пылеотделяющих шахт определяется временем пребывания очищаемого газа в электрическом поле, которое в зависимости от рода пыли и конструкции электродов колеблется в пределах от $2\frac{1}{2}$ до 5 сек. По необходимому времени пребывания и заданному объему подлежащего очистке воздуха можно определить объем шахт или труб. По объему их, выбрав размеры поперечного сечения, можно определить высоту или длину шахт.

Скорость движения воздуха для тонкой очистки (остаток пыли $0,02 \text{ г/м}^3$) колеблется обычно в пределах от 0,5 до 0,8 м/сек.; при электродах карманообразной формы — $1 \div 1,6$ м/сек. Чем ниже температура воздуха, тем большую скорость его можно допустить.

Для более грубой очистки, при допущении остатка пыли в очищенном воздухе около $0,2 \text{ г/м}^3$, скорость воздуха можно повысить до 4—4,5 м/сек.

Сопротивление электрофильтров ничтожно и легко может быть определено

применением общих методов расчета воздухопроводов; для большинства конструкций оно колеблется в пределах 1—4 мм вод. ст.

Коэффициент полезного действия электрических пылеотделителей равен 95—98% и почти не зависит от начальной запыленности воздуха. Электрофильтры особенно успешно справляются с высокой запыленностью воздуха, достигающей до 200 г/м³.

Следует отметить, что повышение влажности воздуха улучшает к. п. д. электрофильтра, вследствие чего даже особенно сухой воздух увлажняется паром или водой.

Повышение температуры сказывается отрицательно на эффекте пылеотделения, но все же электрофильтры применяются при температуре до 300—350° (например, очистка дымовых газов).

При высоком напряжении, порядка 50 000—90 000 вольт, потребляемый электрофильтрами ток ничтожен и измеряется миллиамперами. Расход энергии на процесс очистки составляет всего лишь 0,15—0,25 киловаттчасов на 1000 м³ очищаемого воздуха.

Опасности взрыва и пожара, вызываемые пробоем воздушного промежутка, возникают при низкой влажности воздуха, при скоплении пыли на электродах и конденсации влаги на них. В связи с этим электрофильтры должны быть оборудованы рядом предохранительных контрольных и сигнализационных приборов, предупреждающих и указывающих возможность пробоя.

На мельницах и элеваторах электрическое пылеотделение не нашло пока распространения. Нам известен лишь один случай опытной установки электрофильтра на одной из немецких мельниц.

Применению электрофильтров на наших предприятиях мешают в основном следующие важные обстоятельства: 1) невозможность довести запыленность воздуха, выходящего из имеющихся конструкций электрофильтров, до санитарной нормы (5—10 мг/м³), что при осуществлении рециркуляции создает необходимость во вторичной очистке воздуха, точно так же как и при матерчатых фильтрах; 2) возможность возникновения взрывов в электрофильтре при работе его на столь взрывоопасной пыли, как зерновая и мучная.

Широкого распространения этого способа пылеотделения следует ожидать при усовершенствовании конструкций электрофильтров в направлении устранения вышеуказанных недостатков.

§ 40. ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ ФИЛЬТРУЮЩИХ ТКАНЕЙ

Матерчатые рукавные фильтры являются наиболее распространенными пылеотделителями на мельницах, вследствие чего необходимо ознакомиться с характеристикой работы основного рабочего элемента этих пылеотделителей — тканью.

Из самого существа назначения фильтрующих тканей ясны основные требования, которые необходимо к ним предъявлять, а именно:

- 1) большая площадь живого сечения ткани, что характеризует большую пропускную способность ее при небольших потерях давления;
- 2) малая величина каждого отдельного отверстия ткани, что характеризует способность ее задерживать наиболее трудно отделимые тонкие фракции пыли.

В качестве фильтрующих тканей употребляются как хлопчатобумажные, так и шерстяные, причем первые применяются преимущественно для нагнетательных, а вторые для всасывающих фильтров. Гораздо реже применяются льняные ткани.

Краткая характеристика строения тканей, применяющихся для фильтров, приведена в табл. 26 и 27.

В соответствии с приведенными выше требованиями, разумеется, более высокими качествами обладают ткани, имеющие большое число тонких нитей на единицу длины. Уменьшению величины каждого отдельного про-

| Характеристика ткани | Наименование ткани | | | |
|---|------------------------------|------------------------------|---------------------------------|----------------------------------|
| | Шерстяная байка | Шерстянка „Мельстрой“ | Саржа полушерстяная | Шерстянка фирмы „Миаг“ |
| | 1 | 2 | 3 | 4 |
| Вещество ткани | Шерсть | Шерсть | Основна — бумага; уток — шерсть | Основна — льняная; уток — шерсть |
| Вид плетения | Саржа | Саржа | Саржа | — |
| Приблизительная толщина ткани в мм | 1,56 | 3,75 | 1,60 | — |
| Вес 1 м ² ткани в г | 355,6 | 463 | 300 | 290 |
| Количество нитей на 50 мм: | | | | |
| основы | 104 | 59 | 118 | 104 |
| утка | 85 | 44 | 83 | 94 |
| Приблизительная толщина нитей в мм: | | | | |
| основы | 0,47 | 0,83 | 0,40 | 0,15 |
| утка | 0,44 | 0,83 | 0,46 | 0,26 |
| Крутка нитей на 2,5 см: | | | | |
| основы | 13,25 | 4,3 | 12,4 | — |
| утка | 11,5 | 3,5 | 7,3 | — |
| Наличие ворса | Средний ворс с одной стороны | Длинный ворс с одной стороны | Средний ворс с одной стороны | Средний ворс с одной стороны |
| Величины, характеризующие сопротивление чистой ткани в выражении (40—4): | | | | |
| С | $4,97 \times 10^{-3}$ | $5,03 \times 10^{-3}$ | $5,34 \times 10^{-3}$ | — |
| и | 1,1 | 1,012 | 1,11 | — |
| То же, для запыленной ткани в выражении (40—6) з | 0,1195 | 0,0791 | 0,198 | — |
| К. п. д. ткани при нагрузке около 700 м ³ /час \times м ² и запыленности ее в 300 г/м ² (ориентировочно) в % | 96 | 99 | — | — |

Хлопчатобумажные и льняные фильтрующие ткани

| Характеристика ткани | Наименование ткани | | | | |
|---|------------------------|-----------------------|-----------------------|------------------------------|------------------------------------|
| | Редкий двуниток | Бязь суровая | Хлопчатобумажная | Фланель легкая | Фланель тяжелая |
| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
| Вещество ткани | Лен | Бумага | Бумага | Хл.-бум. | Хл.-бум. |
| Вид плетения | Гарнитуровое | Гарнитуровое | Саржа | — | — |
| Приблизительная толщина ткани в мм. | 1,0 | 0,6 | 1,07 | — | — |
| Вес 1 м ² ткани в г | 203 | 171 | 362,5 | 185 | 397 |
| Количество нитей на 50 мм: | | | | | |
| ОСНОВЫ | 66 | 128 | 105 | 169 | 109 |
| Утка | 43 | 106 | 180 | 99 | 146 |
| Приблизительная толщина нитей в мм: | | | | | |
| ОСНОВЫ | 0,43 | 0,29 | 0,24 | 0,10 | 0,16 |
| Утка | 0,55 | 0,28 | 0,63 | 0,21 | 0,20 |
| Крутка нитей на 2,5 см: | | | | | |
| ОСНОВЫ | 5,9 | 14,1 | 24 | — | — |
| Утка | 4,1 | 12,1 | 6,75 | — | — |
| Наличие ворса | Без ворса | Без ворса | Без ворса | Средний ворс с одной стороны | Длинный густой ворс с обеих сторон |
| Величины, характеризующие сопротивление частей ткани в выражениях (40—4) и (40—6): | | | | | |
| C | $0,029 \times 10^{-3}$ | $3,24 \times 10^{-3}$ | $7,56 \times 10^{-3}$ | — | — |
| n | 1,46 | 1,17 | 1,14 | — | — |
| То же, для запыленной ткани в выражении (40—6) z | 0,000273 | 0,0915 | 0,245 | — | — |
| К. п. д. ткани при нагрузке около 700 м ³ /час \times м ² и запыленности ее в 300 г/м ² (ориентировочно) в % | 45 | 55 | 86 | — | — |

Примечание. Величины z и к. п. д. в этой и предыдущей таблицах относятся к минеральной пыли (от пескоструйного аппарата) с крупной частью в 90 м и менее.

света ткани способствует также наличие ворса, который, следовательно, увеличивает пылезадерживающую способность ткани. Совершенно недопустимо применение аппретированных (накрахмаленных) тканей.

Помимо данных о строении фильтрующей ткани для характеристики ее эксплуатационных качеств нужно знать: 1) сопротивление и 2) пылезадерживающую способность ее.

Сопротивление ткани может быть также выражено формулой, приведенной для фильтров, т. е.

$$H_m = Bv^n. \quad (39-4)$$

В руководстве Ритшеля-Браббе на основании испытаний рекомендуется следующая величина сопротивления для фильтров из бумагеи после продолжительной работы:

$$H_m = 24v^{1,46} \text{ мм вод. ст.} \quad (40-1)$$

Проф. Левков в результате испытаний серой парусины на чистом воздухе при v в пределах от 0,1 до 1,4 м/сек. получил величину

$$H_m = 9v^{1,5}, \quad (40-2)$$

т. е. примерно в 2,5 раза меньшую, чем для ткани, охарактеризованной Ритшелем.

Нагрузка, или напряжение, фильтрующей ткани исчисляется обычно объемом воздуха в единицу времени ($\text{м}^3/\text{час}$ или $\text{м}^3/\text{мин.}$), приходящимся на единицу поверхности ткани (м^2). Часовая удельная нагрузка ткани равна, следовательно,

$$Q_m = \frac{Q_u}{F_m} \text{ м}^3/\text{час} \times \text{м}^2, \quad (40-3)$$

где Q_u — часовой объем фильтруемого воздуха в $\text{м}^3/\text{час}$,
 F_m — площадь фильтрующей ткани в м^2 .

Вследствие этого сопротивление ткани в некоторых случаях технически удобнее выражать в зависимости от нагрузки ее (Q_m), а не скорости воздуха (v). Переход от одного способа выражения (H_m) к другому очень прост, ибо

$$Q_m = 3600 v,$$

и, следовательно,

$$H_m = \frac{B}{3600^n} Q_m^n = CQ_m^n. \quad (40-4)$$

Так например, для ритшелевского выражения сопротивления ткани

$$C = \frac{B}{3600^n} = \frac{24}{3600^{1,46}} = \frac{24}{158\,500} = 0,152 \times 10^{-3};$$

$$H_m = 0,152 \times 10^{-3} Q_m^{1,46}. \quad (39-4)$$

Отдел промышленной вентиляции Всесоюзного института экономики, оздоровления и организации труда произвел экспериментальное исследование величин сопротивления тканей и фильтров в целом¹. Полученные при этом величины C и n приведены в табл. 26 и 27.

Хотя строгой закономерности между строением ткани и сопротивлением ее эти цифры не обнаруживают, но все же видно, что для редкой крупноячейстой ткани, как например „редкий двуниток“, показатель степени n значительно больше единицы, а для более густых тканей приближается к ней. Это указывает на то, что поток, проходящий через малые ячейки густой

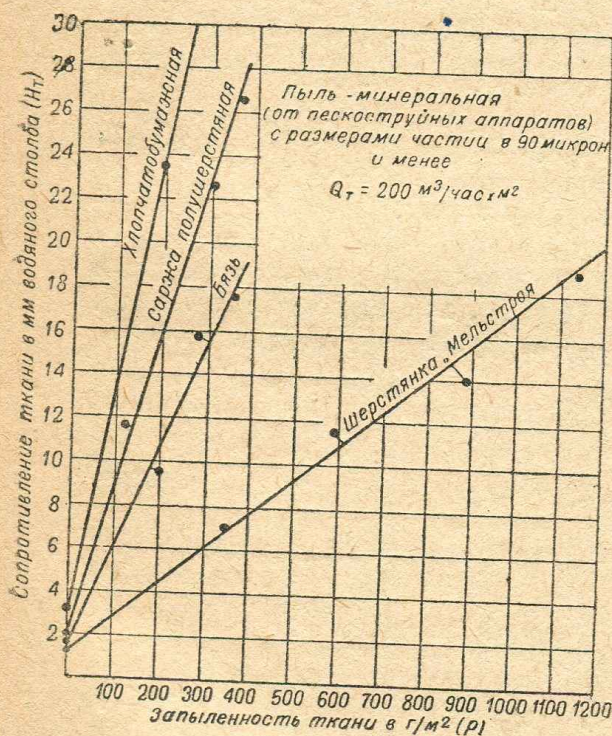
¹ См. статьи инж. Е. В. Рекк в журн. „Отопление и вентиляция“ № 1 за 1933 г. и № 4 за 1934 г.

ткани, приближается по своему режиму к ламинарному (малое значение Re). Точно так же коэффициент C , характеризующий собой величину сопротивления ткани, увеличивается для более густых тканей. Однако опыт показывает, что сопротивление чистой ткани, характеризуемое величинами C и n , крайне ничтожно по сравнению с сопротивлением фильтров в условиях их эксплуатации. Так например, сопротивление чистой шерстянки „Мельстрой“ при нагрузках Q_m от 200 до 400 м³/час \times м², определяемое выражением (40—4) и приведенными величинами C и n , равно всего лишь 1—2 мм вод. ст. Сопротивление же всасывающего фильтра в производственных условиях при таких же нагрузках ткани колеблется в пределах от 30 до 85 мм вод. ст.¹

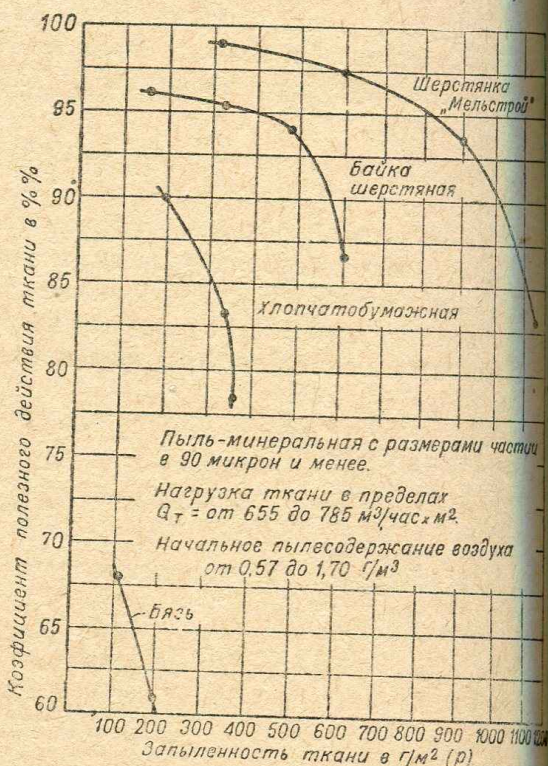
Такая разница в сопротивлениях ткани и фильтров в целом, испытываемых в условиях предприятия, вызвана главным образом запылением ткани при работе фильтра.

Степень запыленности ткани можно характеризовать увеличением веса 1 м² ее (p кг/м²). Характеристика эта, однако, не вполне удовлетворительна, ибо она не дает полного представления об объеме пыли, осевшей на ткани, что важно для суждения о степени сужения просветов ткани. Однако при загрязнении ткани пылью с постоянным объемным весом показатель этот достаточно хорош.

Запыление ткани, даже незначительное, резко повышает ее сопротивление (фиг. 241). Ткани, имеющие более высокое сопротивление в чистом состоянии,



Фиг. 241. Повышение сопротивления ткани при запылении ее



Фиг. 242. Уменьшение пылездерживающей способности ткани при запылении ее

оказывают в запыленном состоянии весьма большое сопротивление протеканию воздуха. На фиг. 241 это выразится тем, что линии сопротивления для различных тканей не пересекаются между собой.

Следовательно, сопротивление тканей в чистом виде достаточно хорошо характеризует относительные величины их сопротивлений в запыленном состоянии.

¹ См. напр. статью Б. Л., Исследовательские работы по мельничной аспирации журнал „Советское мукомолье и хлебопечение“, № 10—11, 1930.

В ф-ле (40—4) повышение сопротивления ткани при запылении ее выражается главным образом увеличением коэффициента C . При этом изменяется также несколько величина показателя степени n , но изменение это относительно невелико и не имеет вполне определенной закономерности (в пределах проведенных испытаний).

Учитывая малую изменяемость n , можно приближенно считать, что увеличение сопротивления ткани при ее запылении характеризуется увеличением коэффициента C при постоянном n .

Опыт показывает, что в зависимости от степени запыленности ткани (p кг/м²) коэффициент C для запыленной ткани (обозначим его через C_3) может быть приближенно выражен следующим образом:

$$C_3 = Z_p + C. \quad (40 - 5)$$

В соответствии с этим сопротивление ткани в зависимости от степени запыления ее и нагрузки равно

$$H_m = C_3 Q_m^n = (Z_p + C) Q_m^n. \quad (40 - 6)$$

Величины Z для испытанных тканей приведены в табл. 26 и 27. Величины H_m , исчисляемые по выражению (40—6), отклоняются от данных непосредственного опыта не более чем на 20%.

Приведенные величины Z относятся к минеральной пыли. Для пыли с меньшим объемным весом, например мучной, значения Z должны быть соответственно выше, ибо при одной и той же степени запыленности (p кг/м²) объем легкой пыли, осевшей на ткани, значительно больше объема тяжелой, что резко сужает просветы ячеек ткани. Так например, для ткани „редкий двуниток“ при запылении ее мучной пылью величина $Z = 0,003$ вместо примерно 0,0003 при запылении минеральной пылью.

Таким образом при постоянной весовой запыленности ткани (p кг/м²) сопротивление ее увеличивается с уменьшением объемного веса пыли.

Пылезадерживающая способность тканей, как это может казаться по аналогии с фильтрами для жидкостей, должна увеличиваться по мере засорения ткани, по мере уменьшения ее просветов. Непосредственный опыт показывает обратное влияние запыленности ткани на к. п. д. ее (фиг. 242): пылезадерживающая способность ее по мере засорения резко уменьшается. Возможно, что при весьма небольших степенях запыления пылезадерживающая способность несколько возрастает, но уже при повышении p свыше 0,1 кг/м² она начинает падать.

Это парадоксальное на первый взгляд явление объясняется тем, что по мере увеличения запыленности ткани разность давлений по обе ее стороны быстро возрастает (фиг. 241) до такой степени, что в наиболее слабых местах отдельные ячейки ткани начинают деформироваться — расширяться под действием уплотняющейся и заклинивающейся в них пыли. Осмотр значительно запыленных тканей подтверждает эти соображения, ибо пыль на них не лежит слоем вполне равномерной толщины. Во многих местах наблюдаются кратерообразные углубления и отверстия, подтверждающие своеобразный „пробой“ ткани.

Так как с увеличением удельной нагрузки на ткань разность давлений по обе стороны ее возрастает, то по тем же самым причинам пылезадерживающая способность ткани падает с увеличением Q_m . Однако уменьшение к. п. д. ткани становится заметным лишь при больших удельных нагрузках. Так например, инж. Рекк при испытаниях всасывающего фильтра Главпродмашины на московском мельничном комбинате им. Цюрупы получил следующие величины: при начальной запыленности воздуха (до фильтра) 500 мг/м³ остаточная запыленность составляла:

При $Q_m = 90$ м³/час \times м² около 2,0 мг/м³

„ $Q_m = 180$ „ „ 2,5 „

„ $Q_m = 300$ „ „ 6,0 „

Наличие ворса, связывающего между собой отдельные нити, должно несколько уменьшать этот пробой. Кроме того, наличие тонкого, упругого и длинного ворса уменьшает величину фактических просветов ткани при достаточно большом живом сечении ее. Оба эти обстоятельства говорят о том, что пылезадерживающая способность тканей, имеющих ворс, должна быть повышенной при относительно небольшом сопротивлении ее.

Действительно, по фиг. 241 и 242 мы видим, что наименьшим сопротивлением и наибольшим к. п. д. обладает шерстянка „Мельстрой“, имеющая длинный ворс и весьма незначительную крутку нитей, делающую их пористой.

Как правило, пылезадерживающая способность у шерстяных тканей выше, чем у хлопчатобумажных и льняных, что подчеркивает важнейшее значение ворса для тканей, предназначенных для фильтрации воздуха.

Приведенные выше величины и соображения дают достаточные основания для правильного выбора фильтрующей ткани. Кроме того, данные о влиянии запыленности ткани на ее сопротивление и к. п. д. указывают на то, что при выборе конструкции фильтра особое внимание следует обращать на важнейший в смысле эксплуатации узел — встряхивающий или очищающий от пыли механизм.

§ 41. НАГНЕТАТЕЛЬНЫЕ ФИЛЬТРЫ. РАЗНОВИДНОСТИ КОНСТРУКЦИЙ И ДАННЫЕ ДЛЯ ПОДБОРА

1. Вертикальные рукавные фильтры. В обзоре способов пылеотделения (§ 39, п. 3) нами уже было отмечено, что существуют два основных типа конструкций нагнетательных фильтров, а именно:

1) вертикально-рукавный, применяемый преимущественно европейскими предприятиями (см. фиг. 226), и

2) звездчатый рукавный, применяемый преимущественно американскими предприятиями (см. фиг. 227), изготовление которого начато на наших заводах.

Конструкции вертикальных рукавных фильтров отличаются лишь второстепенными деталями. Недостатком их является исключительно плохая очистка рукавов, повышающая в процессе эксплуатации сопротивление фильтра и ведущая к запылению помещения вследствие понижения к. п. д. ткани.

Интенсивности очистки рукавов мы придаем весьма большое значение, так как недостаточная очистка их выводит из строя всю вентиляционную установку. Резкое повышение сопротивления фильтра при неизменном числе оборотов вентилятора ведет к значительному уменьшению количества отсасываемого от машин воздуха, к уменьшению скорости движения воздуха в трубах и закупорке их пылью. В результате ухудшается качество очистки зерна, круп, качество всей выпускаемой продукции и уменьшается производительность предприятия.

Следует упомянуть о попытке улучшить очистку вертикальных рукавных фильтров путем введения в каждый рукав круглой щетки на кольцевой колеске, поддерживаемой описанной уже ранее очистительной рамой. Конструкция эта не получила распространения вследствие застревания щетки в рукавах.

Преимуществами рукавных вертикальных фильтров является простота конструкции, дешевизна, возможность изготовления средствами мастерских каждой мельницы и элеватора, возврат воздуха, выходящего из фильтров, в помещение, что уменьшает воздухообмен и повышает, следовательно, температуру помещения.

В качестве одного из преимуществ вертикального нагнетательного фильтра часто указывают на его низкое сопротивление — в 5—8 раз меньшее, чем сопротивление всасывающего фильтра, в связи с чем расход энергии на преодоление сопротивлений нагнетательного фильтра в 5—8 раз меньше такого же расхода при всасывающих фильтрах. Утверждение это в приведенной

выше форме не вполне правильно, ибо оно является выводом из сравнения сопротивлений всасывающего и нагнетательного фильтров при различных нагрузках ткани. Совершенно понятно, что сравнение показателей работы двух машин, поставленных в различные условия, не может быть правильным. Отмеченные выше значительные недостатки вертикально-рукавных фильтров заставляют избегать установки их на строящихся в СССР предприятиях.

Вопросы сопротивления фильтров в связи с экономичностью работы их рассмотрены ниже, в этом и следующем параграфах.

Главпродмашина изготавливает нагнетательные фильтры трех размеров: 80, 140 и 190 рукавов диаметром по 125 мм, с фильтрующей площадью каждого рукава около 0,78 м². Более подробные данные об этих машинах приведены в приложении.

Нагнетательные фильтры заграничных европейских фирм не имеют существенных отличий от нашей конструкции.

Потери в нагнетательных фильтрах состояются из потерь при входе в верхнюю коробку фильтра, потерь при входе воздуха в рукавки и потерь при проходе его через ткань. Таким образом сопротивление фильтра не совпадает по величине с сопротивлением ткани его; оно несколько больше. Но в общем виде сопротивление фильтра как нагнетательного, так и всасывающего может быть выражено по аналогии с ф-лами (39—4 и 40—6) в следующем виде:

$$H_{\phi} = BQ_m^n. \quad (41-1)$$

Для нагнетательных фильтров размольного отделения, рукава которых изготовлены из бязи, на основании испытаний, проведенных нами в производственной обстановке, можно рекомендовать следующее приближенное выражение величины потерь:

$$H_{\phi} = 0,07 Q_m^{1,2} \text{ мм вод. ст.} \quad (41-2)$$

Выражение это относится к фильтру с обычной очисткой при помощи рамы и двух-трехкратной за 8 час очисткой вручную, т. е., следовательно, к достаточно запыленной ткани.

Для этих же условий, но при работе фильтра в зерноочистительном отделении на белой пыли машин окончательной очистки величина коэффициента B в выражении (41—2) возрастает до 0,09; для черной пыли машин предварительной очистки и элеваторного оборудования величина B колеблется в пределах 0,10—0,13.

Вводимая в расчет величина сопротивления фильтра (H_{ϕ}) может быть найдена лишь после выбора размеров его на основании определения фактически получившейся величины нагрузки ткани (Q_m). Подбор необходимых размеров машины изложен в п. 3 данного параграфа.

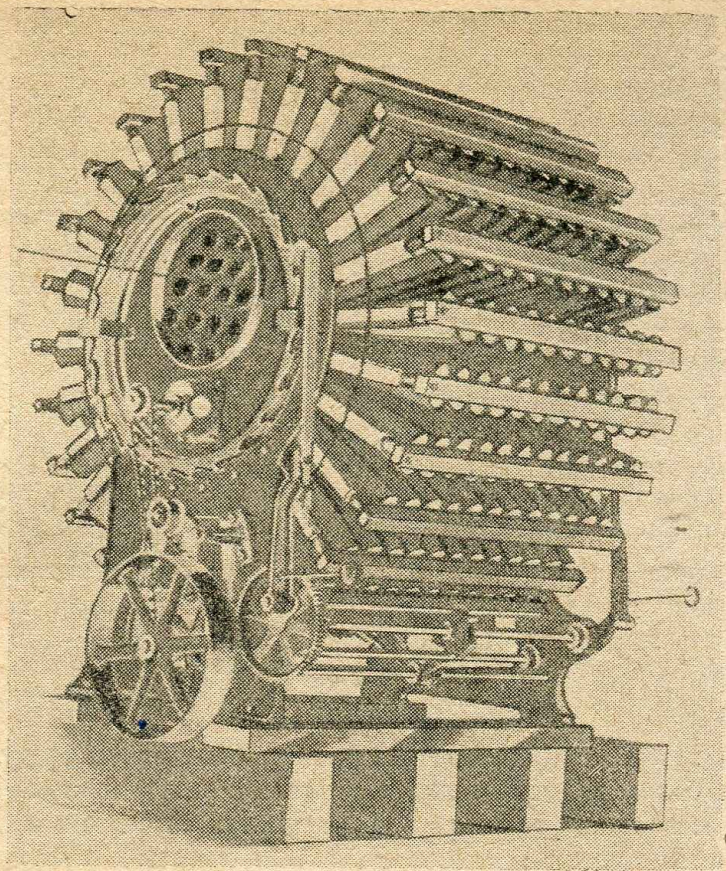
2. Звездчатые фильтры. В противоположность вертикальным, конструкции звездчатых рукавных фильтров весьма разнообразны.

Фильтр, описанный нами выше (см. фиг. 227), производится американской фирмой Вольф.

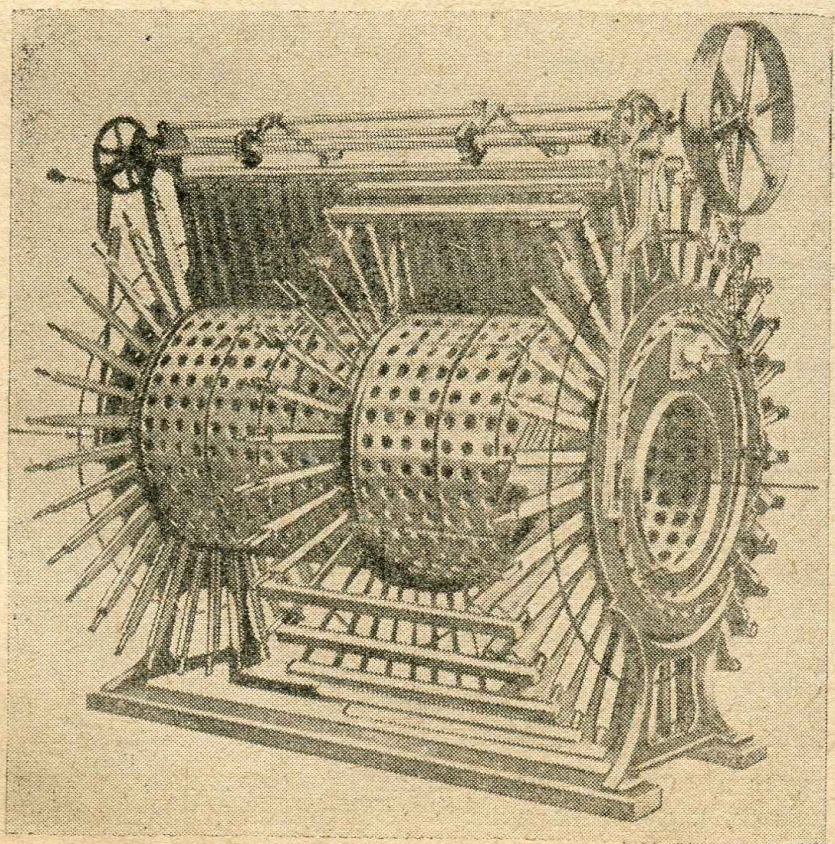
Фильтры эти удобны тем, что, будучи невысокими (габаритные размеры см. в приложениях), они не требуют обязательного отведения им площади на полу цеха и могут быть установлены на потолке (см. фиг. 243). При этом во многих случаях проход под фильтром получается вполне достаточный (не менее 2,2 м).

Увеличение площади фильтрующей ткани в машинах различных размеров достигается как увеличением длины рукавов, так и числа их (длины машин). Следует отметить, что в больших фильтрах такого рода (фиг. 244) продольные планки, к которым прикреплены рукавки, разделены на две самостоятельные части, что улучшает условия очистки рукавов.

При установке фильтров в сети, несущей воздух, запыленный относительно крупными и тяжелыми частицами, как, например, в элеваторах и зерно-



Фиг. 243. Установка звездчатого фильтра на потолке

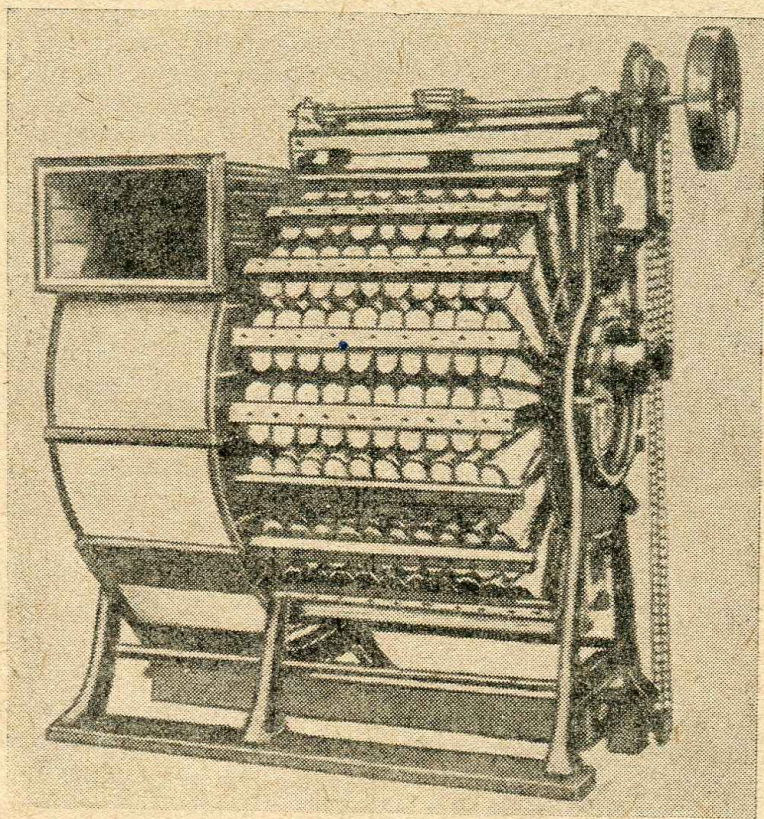


Фиг. 244. Двойной звездчатый фильтр с частью снятых рукавов

очистительных отделениях мельниц, нецелесообразно засорять рукава этой пылью, которая легко может быть отделена более простыми способами (пылевой камерой, циклоном).

Для таких целей пригодны звездчатые фильтры, комбинированные с подобием циклона горизонтального типа (фиг. 245 и 246), производимые фирмой Вольф. Грубая пыль, осевшая в циклоне, выводится наружу отдельным шнеком, расположенным, как это видно на фотографиях машин, внизу. Воздух после циклона попадает в полость барабана фильтра, в рукавах которого осаждается более тонкая пыль. Таким образом фильтр дает два рода пыли, выводимые из машин раздельно.

Фильтр, изображенный на фиг. 246, представляет собой две самостоятельные машины, могущие обслуживать два параллельно работающих вентилятора.



Фиг. 245. Оливарный звездчатый фильтр, комбинированный с циклоном горизонтального типа

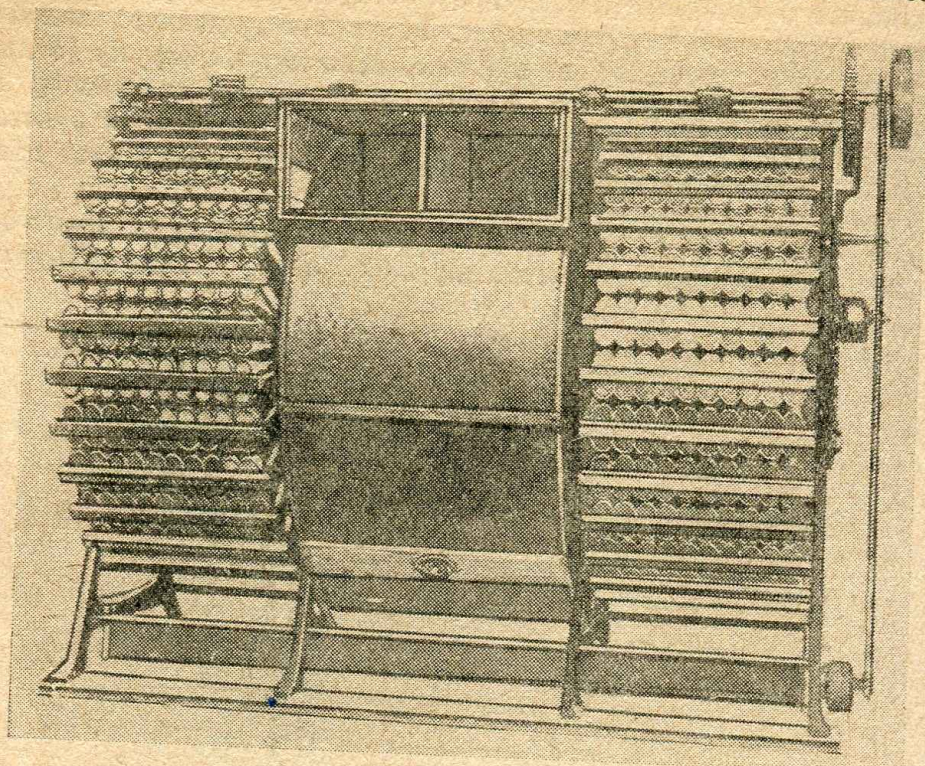
Те же цели преследует конструкция фильтра, изображенного на фиг. 247: звездчатый рукавный фильтр в этой конструкции заключен в кожух, служащий камерой, в которой осаждается наиболее крупная часть пыли, после чего воздух поступает в рукавки фильтра.

Одно из преимуществ этой машины в сравнении с изображенными на фиг. 245 и 246 заключается в уменьшении габаритных размеров. Высота машины несколько уменьшена введением двух шнеков для сбора крупной пыли.

Вторым преимуществом этой конструкции является дальнейшее улучшение условий очистки ткани. Воздух входит в конические рукавки не с узкой стороны их, как в описанных ранее конструкциях, а с широкой, направляясь от внешней окружности барабана к центру его; узкие концы рукавков закрыты наглухо и прикреплены к продольным планкам, воспринимающим удары встряхивающего молотка, находящегося внутри барабана. Шнек, принимающий пыль из рукавков, расположен ниже барабана (а не в центре, как в предыдущих конструкциях); рукавок, находясь над шнеком, при очистке

направлен открытым, широким концом вниз, и пыль, падая вертикально с верхних частей рукава, не попадает на нижние.

Для некоторого улучшения эффекта предварительного пылеотделения



Фиг. 246. Двойной звездчатый фильтр, комбинированный с центробежным пылеотделителем

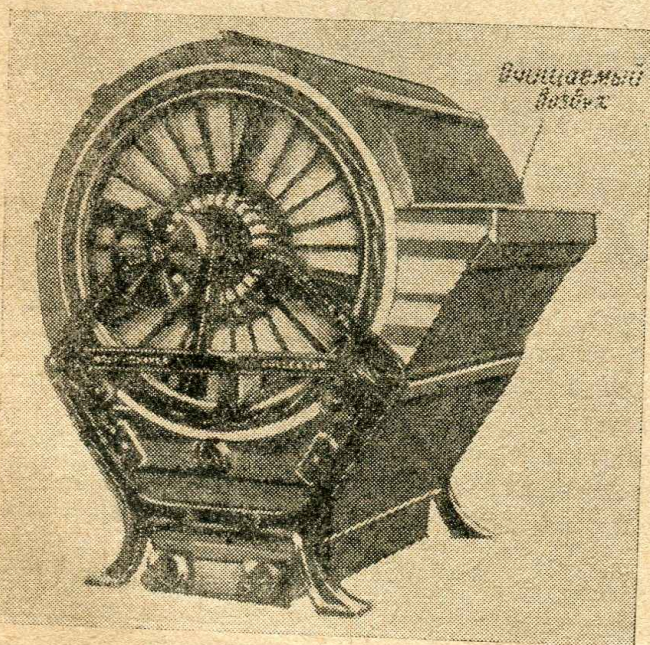
плоский диффузор, подводящий воздух к фильтру, можно изогнуть по внешней окружности кожуха, как это показано в табл. XVI в приложениях.

Центробежные силы, возникающие при таком повороте, должны несколько усилить отделение пыли в кожухе.

Такие же цели преследует конструкция фильтра „Ниагара“ (фирма Ричмонд, США), изображенная на фиг. 248. По указаниям фирмы для большинства видов пыли в кожухе осаждается около 60% всей пыли. Приводной шкив фильтра может быть установлен по заказу как с одной, так и с другой стороны. Производство фильтров этого типа начато и у нас, на заводе им. Воробьева в Горьком („Главпродмашина“).

На фиг. 246 показан патрубок в верхней части пылевого шнека, к которому присоединяется отсасывающий воздуховод.

От шнека необходимо отсасывать количество воздуха, пропорциональное поверхности очищаемого ряда рукавов при нагрузке ткани не меньшей той,



Фиг. 247. Звездчатый фильтр закрытого типа (Вольф)

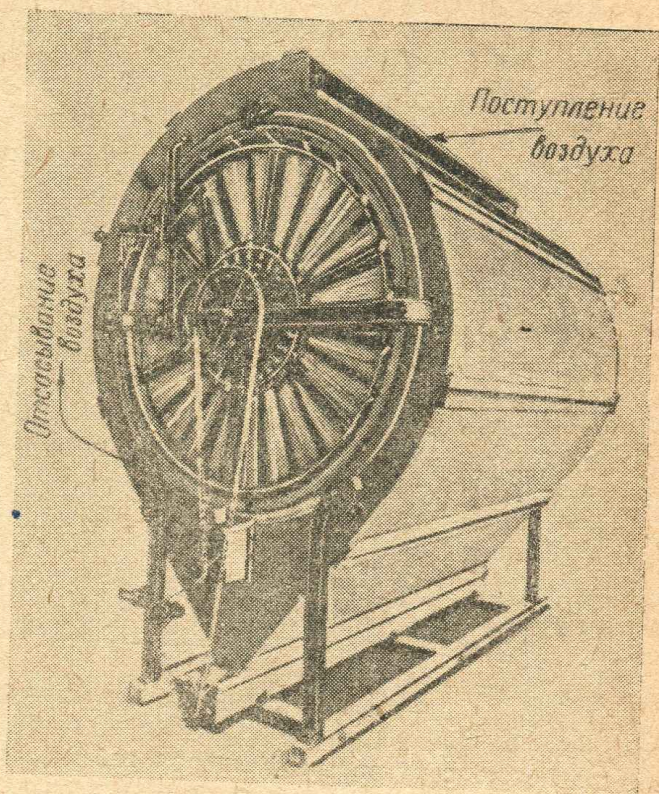
которая предусмотрена для целей очистки воздуха. Этими же соображениями определяется и величина потерь для обратного потока воздуха.

Фильтр этой конструкции может быть также подвешен к потолку, как это показано на фиг. 249, а.

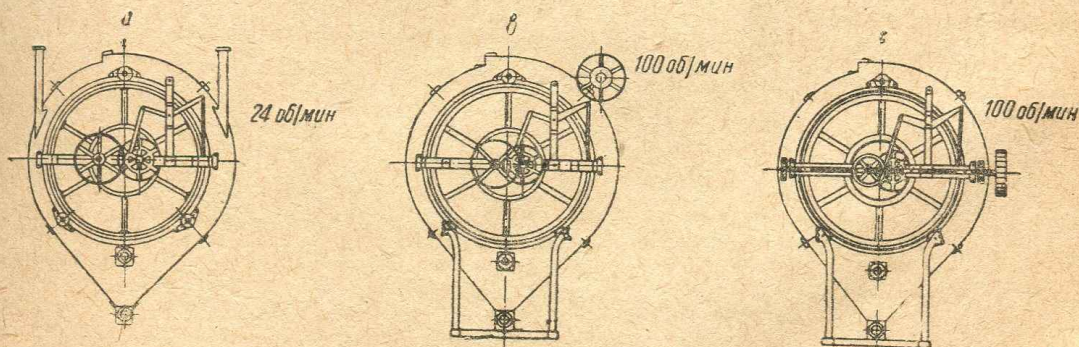
Барабан фильтра делает 15 об/час, т. е. очистка каждого продольного ряда рукавов производится через 4 мин. Приводной шкив фильтра „Ниагара“ насажен на оси, параллельной оси барабана, и имеет всего лишь 24 об/мин. (фиг. 249, а). Для привода с быстросходных трансмиссий на кожухе фильтра может быть установлена короткая передаточная трансмиссия с повышенным числом оборотов (фиг. 249, б); при применении конических зубчатых колес приводной шкив может быть насажен на ось, перпендикулярную оси барабана (фиг. 249, с).

Кроме рукавных звездчатых фильтров, имеется оригинальная конструкция рамного звездчатого фильтра, изображенная на фиг. 250 (Barnard & Leas, США).

Фильтрующая ткань в этой конструкции натянута на рамки, установленные в барабане радиально. Для увеличения фильтрующей поверхности планкам рамок, между которыми зажимается ткань, придана волнистая форма, вследствие чего поверхность ткани получается гофрированной, как это ясно видно на фиг. 251.



Фиг. 248. Закрытый звездчатый фильтр „Ниагара“ (Ричмонд)

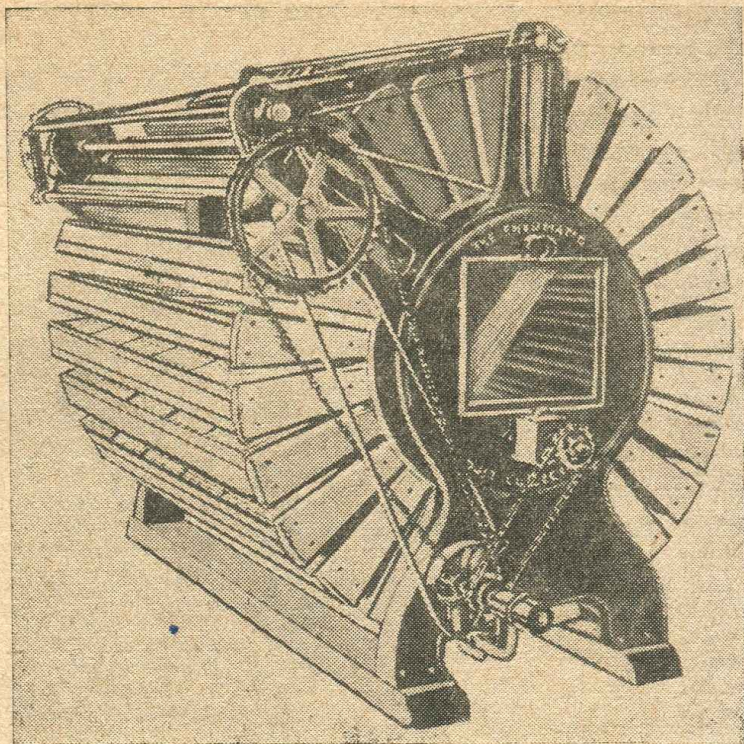


Фиг. 249. Различные расположения приводных шкивов фильтров „Ниагара“

Такой способ расположения ткани позволяет производить очистку вращающимися кожаными бичами (фиг. 251), вытрепывающими ткань в период пребывания ячеек фильтра над шнеком. Как и в других конструкциях, ткань при выколачивании подвергается действию обратного тока воздуха.

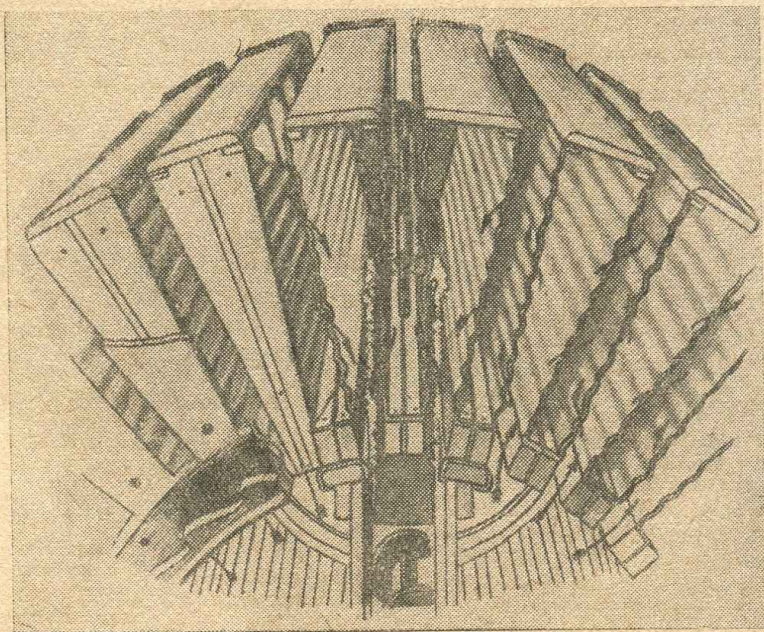
При повороте барабана бичевой вал поднимается вверх и выходит из промежутка между ячейками, что показано на фиг. 250.

Неизбежным недостатком этой машины являются несколько большие



Фиг. 250. Рамный звездчатый фильтр

по сравнению с рукавным фильтром габаритные размеры, что вызвано менее выгодной в этом отношении формой расположения фильтрующей поверхности.



Фиг. 251. Очистка ткани рамного фильтра

Однако, увеличение размеров не настолько значительно, чтобы сделать нежелательным использование более интенсивного способа очистки ткани.

Звездчатые фильтры изготавливаются также некоторыми европейскими заводами, например заводом фирмы Шнейдер-Жакс. Однако машины эти (фиг. 252)

являются менее совершенными копиями наиболее распространенных американских типов.

Так как способы очистки американских звездчатых фильтров более совершенны, чем у европейских вертикально-рукавных, то степень запыленности ткани во время работы должна быть меньше и, соответственно, сопротивление фильтра в целом ниже.

Действительно, анализируя результаты испытаний американского звездчатого фильтра „Ниагара“, проведенных в мае 1937 г. на мельничном комбинате им. Цюрупы, в Москве¹, мы получили следующее выражение потерь напора в фильтре:

$$H_{\phi} = 0,0193 Q_m^{1,272} \text{ мм вод. ст.} \quad (41-3)$$

Выражение это относится к американскому оригиналу закрытого звездчатого фильтра „Ниагара“, имевшему рукава из полушерстяной ткани с длинным ворсом наружу, испытанному в условиях очистки воздуха от элеваторного сепаратора. Выражение это достаточно хорошо соответствует основным результатам испытаний, а именно;

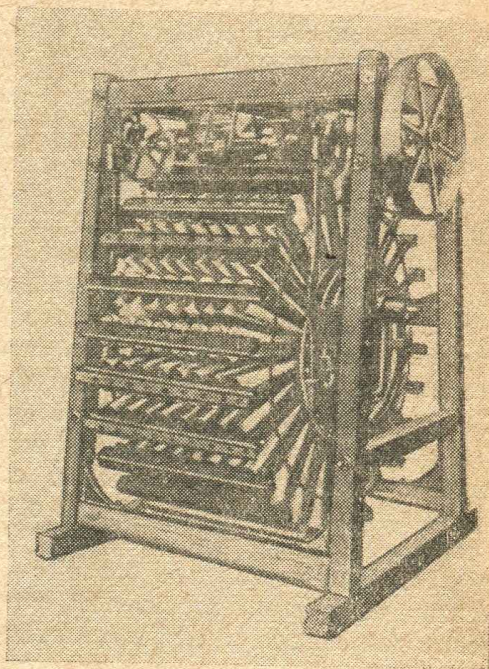
| | | | |
|--|-----|-----|------|
| $Q_m \text{ м}^3/\text{час} \times \text{м}^2$ | 89 | 107 | 153 |
| $H_{\phi} \text{ мм вод. ст.}$ | 5,8 | 6,7 | 11,6 |

Из этого ряда цифр, а также из сравнения выражений (41—2 и 41—3) видно, что сопротивление звездчатого фильтра, как это показали испытания, значительно ниже, чем сопротивление вертикально-рукавного нагнетательного фильтра. Следует лишь отметить, что в данном случае значительное снижение потерь вызывается не только лучшей конструкцией механизма, очищающего ткань, но и более высокими качествами фильтрующей ткани.

Считая, что сопротивление звездчатых фильтров должно быть ниже, чем сопротивление вертикально-рукавных, мы все же полагаем, что данные о потерях напора, полученные в результате описанного исследования, занижены. Эти опасения усугубляются рядом противоречивых мест в отчете об испытаниях, говорящих о возможных ошибках в измерениях. Исходя из этого, мы рекомендовали бы впредь до проверки результатов указанных испытаний взамен выражения (41—3) пользоваться временно следующим значением потерь в звездчатом фильтре (увеличение вдвое):

$$H_{\phi} = 0,04 Q_m^{1,27} \text{ мм вод. ст.} \quad (41-4)$$

Представление о степени эффективности очистки воздуха звездчатым фильтром типа „Ниагара“ может дать табл. 28, первые четыре столбца которой составлены на основании описанных выше испытаний, а последние— по испытаниям пробного образца такого же фильтра, выпущенного в 1935 г. заводом им. Воробьева, в Горьком („Главпродмашина“). При испытаниях, проведенных Горьковским институтом санитарии и гигиены труда в авгу-



Фиг. 252. Звездчатый фильтр производства европейского завода (Шнейдер-Жаке)

¹ Испытания производились промышленным отделом Центральной санитарно-гигиенической лаборатории отдела здравоохранения Моссовета.

сте 1936 г., фильтр был установлен на очистке воздуха, аспирирующего вальцевые станки.

Таблица 3

Эффективность очистки воздуха звездчатыми фильтрами типа „Ниagara“

| | Очистка воздуха от элеваторного сепаратора (оригинал) | | | | Очистка воздуха, аспирирующего вальцевые станки (пробный образец) | |
|--|---|------|------|------|---|-------------|
| | 95 | 120 | 150 | 165 | 180—225 | 230—265 |
| Нагрузка ткани $\text{м}^3/\text{час} \times \text{м}^2$ | | | | | | |
| Запыленность воздуха в $\text{мг}/\text{м}^3$: | | | | | | |
| поступающего | 1730 | 3200 | 2000 | 450 | 7040—7240 | 5965—6350 |
| уходящего | 30 | 40 | 23 | 23 | 5,2—10,4 | 16,9—38,5 |
| К. п. д. очистки в % | 98,3 | 98,8 | 98,9 | 94,9 | 99,93—99,86 | 99,72—99,40 |

Низкий к. п. д. для $Q_m = 165 \text{ м}^3/\text{час} \times \text{м}^2$ объясняется тем, что фильтр в данном случае работал последовательно с циклоном, т. е. должен был задерживать наиболее тонкие фракции пыли, не осажденные циклоном.

Из приведенных величин видно, что при очистке воздуха, аспирирующего вальцевые станки, запыленность очищенного воздуха удовлетворяла гигиеническим требованиям, если нагрузка не превышала $180—200 \text{ м}^3/\text{час} \times \text{м}^2$. Следует отметить, что потери в фильтре при этом были значительно выше, чем полученные при испытаниях на комбинате им. Цюрупы. Мы не приводим данных испытаний в г. Горьком, ибо постановка их была не вполне удовлетворительной и полученные при этом результаты нуждаются в основательной проверке.

Несмотря на наличие большого числа испытаний фильтров, зависимость между нагрузкой, характером ткани, запыленностью очищаемого воздуха, величиной потерь и эффективностью очистки нельзя считать в достаточной мере изученной. Замечание это относится не только к нагнетательным фильтрам, но и к всасывающим, данные по которым приведены далее.

3. Определение необходимых размеров фильтра. Размеры фильтра определяются площадью фильтрующей ткани (F_m), которая может быть найдена, исходя из заданного, подлежащего очистке количества воздуха ($Q_u \text{ м}^3/\text{час}$):

$$F_m = \frac{Q_u}{Q_m} \text{ м}^2. \quad (40-3)$$

Следовательно, для определения необходимых размеров фильтра, мы должны знать величину целесообразной часовой нагрузки ткани ($Q_m \text{ м}^3/\text{час} \times \text{м}^2$).

Испытания фильтрующих качеств тканей показывают, что величина нагрузки на единицу поверхности может быть допущена весьма большая — до $1000 \text{ м}^3/\text{час}$ на 1 м^2 и более. Однако при чрезмерно больших нагрузках ткани понижается, как известно, ее пылездерживающая способность. Кроме того, при всяком повышении нагрузки потери в фильтре возрастают.

Повышение сопротивления фильтра вызывает увеличение затрат мощности вентилятором, ибо в соответствии с выражением (36—3) затрата энергии на преодоление сопротивлений фильтра равна

$$N_{\phi} = \frac{qH_{\phi}}{75 \eta_o} \text{ л. с.} \quad (41-5)$$

или

$$N_{\phi} = \frac{qH_{\phi}}{102 \eta_o} \text{ кВт,} \quad (41-5)$$

где η_o — общий к. п. д. установки, учитывающий к. п. д. вентилятора, электромотора и передач от мотора к вентилятору.

Таким образом стоимость энергии, затрачиваемой в фильтре, повышается с ростом удельной нагрузки ткани. Обозначим величину стоимости энергии через E (руб.). Но низкие нагрузки ткани также невыгодны, ибо они вызывают увеличение размеров и количества фильтров, удорожание их, повышение амортизационных отчислений, стоимости ремонта и других статей стоимости эксплуатации фильтра, кроме стоимости энергии. Эту часть стоимости эксплуатации фильтра обозначим через A (руб.).

Общая стоимость эксплуатации фильтра

$$G = A + E \text{ руб.} \quad (41-6)$$

Величина G с повышением нагрузки ткани будет уменьшаться под влиянием уменьшения слагаемого A , но это будет лишь при относительно малых нагрузках, когда слагаемое E невелико по сравнению с A . При возрастании нагрузки величина G начнет повышаться под влиянием роста E .

Следовательно, выразив A и E в зависимости от Q_m , мы можем найти такую величину нагрузки, при которой стоимость эксплуатации фильтров будет наименьшей. Сделаем это.

Условимся общую стоимость эксплуатации и ее составляющие исчислять в рублях на каждые $100\,000 \text{ м}^3$ очищаемого от пыли воздуха т. е.

$$G, A \text{ и } E \frac{\text{руб.} \times 10^5}{\text{м}^3}.$$

Обозначим через:

a — годовую стоимость амортизации машины, ее ремонта и прочих эксплуатационных расходов, кроме стоимости энергии (руб/год);

T — годовое число часов работы фильтра (час/год).

При этих и остальных прежних обозначениях часовая стоимость эксплуатации фильтра равна $\frac{a}{T}$, а величина

$$A = \frac{a}{T} : \frac{Q_m F_m}{10^5} = \frac{10^5 a}{F_m T} \times \frac{1}{Q_m} = \frac{b}{Q_m}, \quad (41-7)$$

где через b мы обозначили для дальнейшего сокращения письма величину

$$\frac{10^5 a}{F_m T} = b. \quad (41-8)$$

При стоимости киловаттчаса c руб. и при числе часов работы, нужном для перемещения 10^5 м^3 воздуха и равном

$$\frac{10^5}{3600 q}$$

стоимость энергии, затрачиваемой на преодоление сопротивлений фильтра равна в соответствии с выражением (41-5)

$$E = c N_{\phi} \frac{10^5}{3600 q} = \frac{10^5 c H_{\phi}}{3600 \times 102 \eta_o} = 0,272 \frac{c}{\eta_o} H_{\phi}. \quad (41-9)$$

Подставляя сюда H_{ϕ} , выраженное через Q_m , т. е.

$$H_{\phi} = B Q_m^n, \quad (41-1)$$

получим

$$E = 0,272 \frac{cB}{\eta_o} Q_m^n = k Q_m^n, \quad (41-9)$$

где через k обозначена величина

$$0,272 \frac{cB}{\eta_0} = k. \quad (41-10)$$

В выражение E мы не учитываем стоимости энергии, затрачиваемой на привод фильтра, ибо она практически не зависит от нагрузки его ткани.

Следовательно, общая стоимость эксплуатации по выражению (41-6) равна

$$G = \frac{b}{Q_m} + kQ_m^n \frac{\text{руб} \times 10^5}{\text{м}^3}. \quad (41-11)$$

Определим величину удельной нагрузки ткани, при которой общая стоимость эксплуатации фильтра будет наименьшей. Для этого дифференцируем найденное выражение G и приравняем его к нулю:

$$\frac{dG}{dQ_m} = -\frac{b}{Q_m^2} + knQ_m^{n-1} = 0.$$

Умножив все члены этого уравнения на Q_m^2 и решая его относительно Q_m , получим

$$Q_m = \left(\frac{b}{kn} \right)^{\frac{1}{n+1}}$$

или, подставляя значения b (41-8) и k (41-10),

$$Q_m = \left(\frac{3,68 \times 10^5 a \eta_0}{cnBF_m T} \right)^{\frac{1}{n+1}}. \quad (41-12)$$

Таким образом мы видим, что экономически наивыгоднейшая удельная нагрузка ткани определяется величиной сопротивления фильтра (B и n), стоимостью энергии (c), стоимостью эксплуатации, приходящейся на единицу поверхности ткани фильтра $\left(\frac{a}{F_m} \right)$, годовым числом часов работы его (T) и общим энергетическим к. п. д. (η_0).

Поэтому нормы нагрузки ткани фильтров, указанные безотносительно к конкретным условиям данного предприятия, будут необоснованными и неправильными.

Для вертикальных нагнетательных фильтров мельниц и элеваторов обычно рекомендуется (и проектирующими организациями употреблялась) следующая норма удельной нагрузки ткани: от 1,0 до 1,5 м³/мин. на каждый квадратный метр ткани ($Q = \text{от } 60 \text{ до } 90 \text{ м}^3/\text{час} \times \text{м}^2$).

Совершенно понятно, что для некоторых условий эта величина Q_m может оказаться целесообразной, но самый способ установления, одинаково пригодный для всех случаев нормы нагрузки, неправилен.

Так например, для одного и того же фильтра при всех прочих равных условиях величина удельной нагрузки ткани для фильтров элеватора может быть взята большей, чем для фильтров зерноочистительного отделения мельниц, годовое число часов работы которых больше, чем для элеватора.

Из общего выражения величины оптимальной удельной нагрузки ткани (41-12) мы видим, что она должна быть тем больше, чем больше:

1) первоначальная стоимость фильтра, 2) процент амортизационных отчислений, 3) стоимость ремонта и обслуживания фильтра, 4) общий энергетический к. п. д. и чем меньше: 1) стоимость энергии, 2) сопротивление фильтра, 3) годовое число часов работы фильтра.

Для каждого конкретного случая величина наивыгоднейшей нагрузки может быть найдена по ф-ле (41-12). Формула эта может быть уточнена путем расчленения эксплуатационных расходов на зависящие от объема филь-

труемого воздуха и не зависящие от него. Однако уточнение это для наших целей не вызывается необходимостью.

Следует отметить, что экономические соображения при определении необходимых размеров фильтра в ряде случаев не являются единственными. Наблюдения над работой нагнетательных фильтров показали, что с увеличением нагрузки ткани запыленность воздуха, выходящего из рукавов фильтра, растет. Так например, из испытаний вертикально-рукавного нагнетательного фильтра с рукавами из хлопчатобумажной бязи, произведенных в 1935 году ЛИОЭОТ на элеваторе мельничного комбината им. Ленина в Ленинграде, следует, что при средней нагрузке около $100 \text{ м}^3/\text{час} \times \text{м}^2$ фильтр с поверхностью ткани в 124 м^2 выделял 414 г/час пыли наружу. При средней нагрузке около $90 \text{ м}^3/\text{час} \times \text{м}^2$ воздух, выходящий из рукавов фильтра, уносил с собой 317,4 г/час пыли. При нагрузке около $70 \text{ м}^3/\text{час} \times \text{м}^2$ выделение пыли равнялось 152,2 г/час.

Цифры эти соответствуют следующей зависимости между нагрузкой ткани и запыленностью воздуха, выходящего из рукавов фильтра:

| | | | |
|--|-----|----|----|
| Нагрузка ткани в $\text{м}^3/\text{час} \times \text{м}^2$ | 100 | 90 | 70 |
| Запыленность воздуха в $\text{мг}/\text{м}^3$ | 33 | 28 | 18 |

Отсюда ясно, что при установке нагнетательных фильтров внутри производственных помещений не следует осуществлять больших нагрузок ткани, даже если бы они были экономически оптимальными, ибо по санитарно-гигиеническим нормам запыленность воздуха в производственных помещениях не должна превышать $10 \text{ мг}/\text{м}^3$.

При расчете вентиляционной сети для определения величины полного напора, который должен развивать вентилятор, сопротивление фильтра должно быть учтено, исходя из размеров фактически устанавливаемой машины. В подавляющем большинстве случаев фактическая величина Q_m будет отличаться от оптимальной, ибо изготавливаемые фильтры только случайно могут точно совпасть по размерам с действительно необходимой поверхностью ткани. Обычно приходится подбирать по каталогу размер, ближайший к необходимому. Из существа изложенных рассуждений ясно, что они справедливы не только для нагнетательных, но и для всасывающих фильтров.

§ 42. ОСОБЕННОСТИ ВСАСЫВАЮЩИХ ФИЛЬТРОВ И ДАННЫЕ ДЛЯ ПОДБОРА ИХ

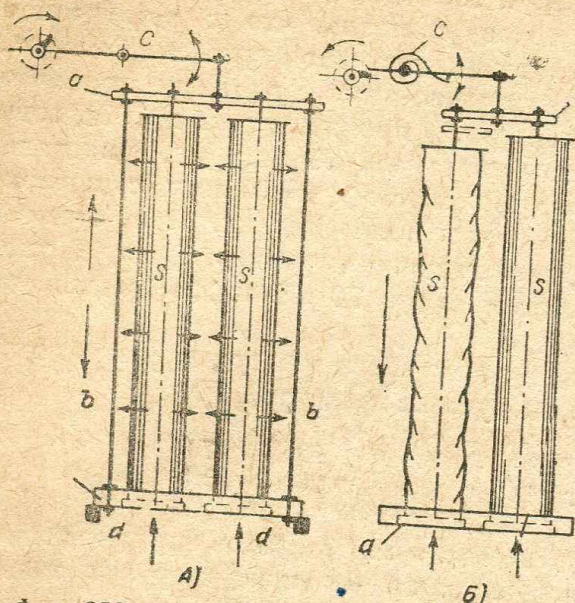
Наиболее распространенные конструкции всасывающих фильтров весьма мало различаются между собой. Имеющиеся различия касаются главным образом встряхивающего механизма.

Описанная выше конструкция фильтра (см. фиг. 230 и 231) имела механизм, производивший встряхивание при свободном падении вниз внутреннего каркаса, с закрепленными на нем рукавами. Схематически этот способ встряхивания изображен на фиг. 253, А.

Наряду с этим существует и другой способ встряхивания, обратный изложенному, при котором (фиг. 253, Б) под действием кулачка встряхивающего механизма рама *b* вначале плавно опускается вниз, сжимая при этом рукава и натягивая спиральную пружину *C*; после выхода кулачка из зацепления с рычагом, пружина, распрямляясь, резким движением подтягивает вверх сжатые рукава *s*, отряхивая их при этом от пыли. Рама *a*, к которой прикреплены нижние концы рукавов, неподвижна в этой конструкции.

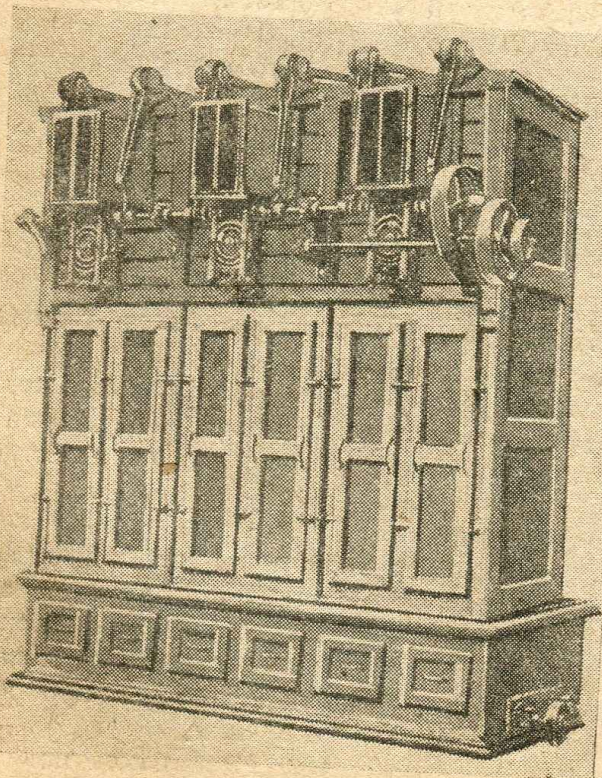
Внешний вид фильтра с подобным встряхивающим механизмом показан на фиг. 254. Патрубки для отсасывания воздуха из фильтра могут быть при необходимости установлены не только на вертикальных стенках кожуха фильтра (фиг. 254), но и на верхней горизонтальной крышке его (фиг. 255). Такое расположение удобно при высоком этаже.

Встряхивающий механизм со свободным падением рукавов (беспружинный) следует предпочесть изображенному на фиг. 253, 254 и 255, так как в последнем интенсивность очистки всецело зависит от качества стали пружины и ее закалки. Опыт эксплуатации фильтров этой конструкции показал, что тяжело нагруженные спиральные пружины их быстро приходят в негодность; рукава при встряхивании подвергаются внезапно приложенным разрывающим усилиям и в результате этого работают в ненапрянутом состоянии; у входного для пыли отверстия ненапрянутый рукав складывается в „гармошку“, вызывая накопление пыли, ухудшение и полное прекращение работы фильтра.

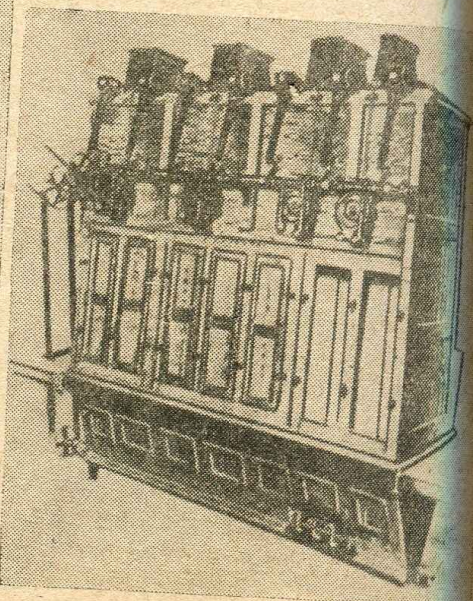


Фиг. 253. Два способа очистки рукавов всасывающего фильтра: А — свободным падением каркаса с рукавами; Б — подтягиванием рукавов при помощи спиральной пружины — С

При конструкции, изображенной на фиг. 230 и 253, А, рукава во все время работы находятся в натянутом на каркасе состоянии и описанные выше явления становятся менее возможными. Для улучшения условий очистки рукавов полезно делать их коническими, суживающимися кверху (фиг. 256); при высоте рукавов около 3 м нижний диаметр делается равным 200 мм, верхний — 150 мм. В рукавах фильтра на расстоянии 400—600 мм вшиваются проволоочные кольца (фиг. 256), предупреждающие раздувание рукавов при работе и соприкосновение их между собой. Кольца эти способствуют также лучшей очистке ткани, мешая рукавам сплющиваться под влиянием обратного тока воздуха.



Фиг. 254. Всасывающий фильтр с пружинным встряхивающим механизмом и напольным сборным ковшом (Зекк)

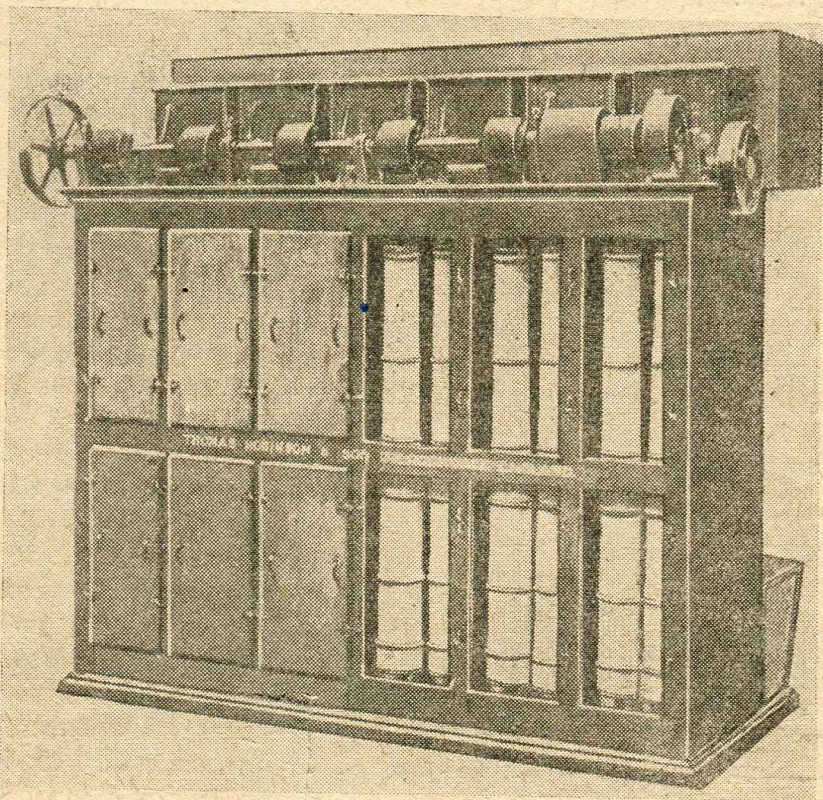


Фиг. 255. Всасывающий фильтр с пружинным встряхивающим механизмом, но с отсасывающими патрубками, расположенными на крышке кожуха (Зекк)

Всасывающие фильтры Главпродмашины производятся по типу фильтров „Бэт“, имеют неподвижное дно и беспружинный встряхивающий механизм, конструкция которого изображена на фиг. 257.

На крышке фильтра расположены три параллельных вала (11, 13 и 17), первый из которых (11) приводится в движение от трансмиссии при помощи шкива 12 и делает 52 об/мин. Вал 11 короткий, покоится на двух подшипниках и несет на себе малую зубчатку, сцепленную с большим зубчатым колесом 14, сидящим на валу 13, который благодаря этому делает 10 об/мин. При помощи пары конических зубчатых колес 15 и червяка 16 движение передается валу 17, имеющему всего $1\frac{1}{4}$ об/мин. Такова схема передач вращательного движения от приводного вала 11 к кулачковому валу 13 и от него к валу 17, включающему собственно встряхивающий механизм.

Верхние концы рукавов фильтра закрыты круглыми деревянными держа-



Фиг. 256. Всасывающий фильтр с пружинным встряхивающим механизмом, подвесным сборным ковшом и коническими рукавами (Робинзон—Англия)

телями 4 и закреплены на них упругими кольцами 5. Восемь рукавов каждого отделения фильтра подвешены на системе реек, называемой обычно „паук“ (6). В центре тяжести „паука“ проходит вертикальный болт 7, шарнирно сочлененный с концом встряхивающего рычага 8. Рычаг этот соединен с вилкообразным рычагом 20 при помощи болта 22 и может, следовательно, поворачиваться вокруг точки 27, приподнимая „паук“ с рукавами, если давить сверху вниз на конец *b* рычага 8.

На чертеже (фиг. 257) встряхивающий механизм изображен в выключенном состоянии. Включение механизма производится кулачком 18, насаженным на вал 17. Кулачок этот, подойдя к зубу 19, упирается в него и приподнимает вилкообразный рычаг 20. При этом кулак 21, насаженный на валу 13, встретит при своем вращении нижнюю загнутую часть вилки *a* и отодвинет ее вместе с рычагом 20 и 8 вправо настолько, что конец *b* рычага 8 попадет под воздействие кулачков 26, отлитых заодно с кулаком 21. Противоположный конец рычага 8 вместе с рукавами поднимется и упадет под

влиянием веса тогда, когда кулак 26 выйдет из зацепления с концом рычага 8. За время каждого включения, длящегося немногим менее половины секунды, рукава встряхиваются 12—13 раз. За это время включающий кулачок 18 выйдет из зацепления с зубом 19, рычаг 20 опустится вниз, и кулачок 21, упершись в верхнюю часть вилки, передвинет рычаг 20 влево, т. е. в исходное положение, изображенное на чертеже.

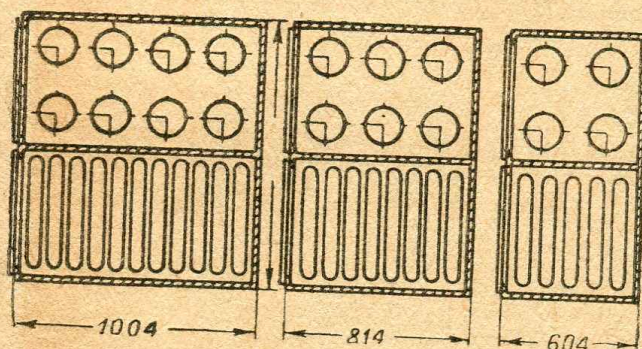
Отделение фильтра на период встряхивания выключается от вентилятора благодаря повороту заслонки 24 вокруг оси 25, вследствие чего заслонка становится в положение, изображенное на чертеже пунктиром. Наружный воздух при этом через отверстие 30 проникает, как уже было описано, во встряхиваемое отделение фильтра и способствует лучшей очистке ткани от пыли. Поворот заслонки 24 производится рычагом 23, который соединен, как видно из чертежа, с рычагом 20.

Для смягчения ударов, возникающих при падении рукавов во время встряхивания, под опорную бабку 28 подкладывается кожа или твердая резина 29.

Кулачки 18 должны быть так расположены друг относительно друга, чтобы промежутки времени между периодами встряхивания каждого отделения были вполне одинаковые, что способствует более равномерной работе всей вентиляционной установки.

Размеры фильтров, производимых заводом Главпродмашины, приведены в приложениях (табл. VI).

Следует отметить возможности увеличения фильтрующей поверхности всасывающего фильтра путем замены круглых рукавов плоскими, как это показано на фиг. 258¹. При этом, во избежание соприкосновения плоских сторон рукавов между собой необходимо заделать в рукава кольца на расстоянии 100—150 мм друг от друга. Кольца эти, сделанные по форме рука-



Фиг. 258. Возможности увеличения фильтрующей поверхности всасывающих фильтров путем замены круглых рукавов плоскими

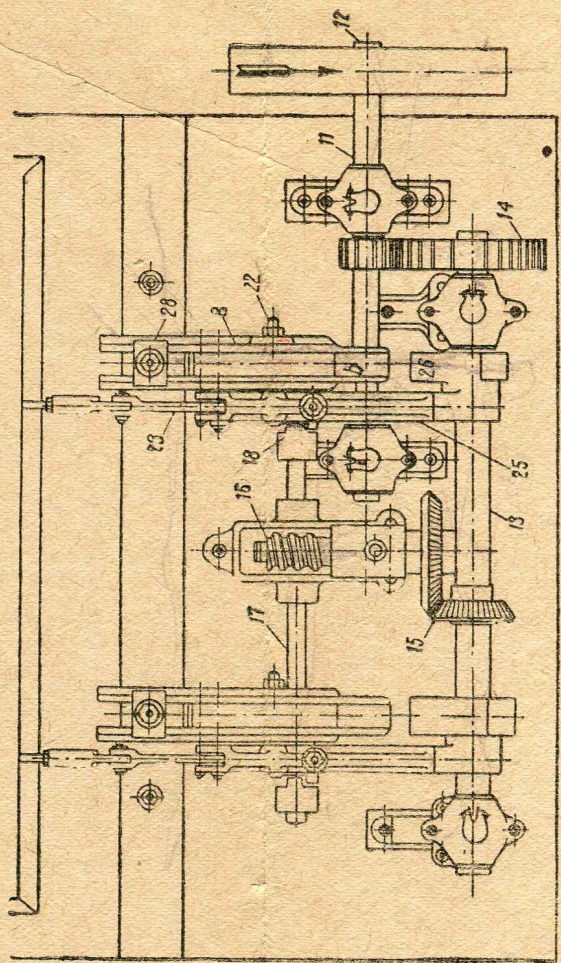
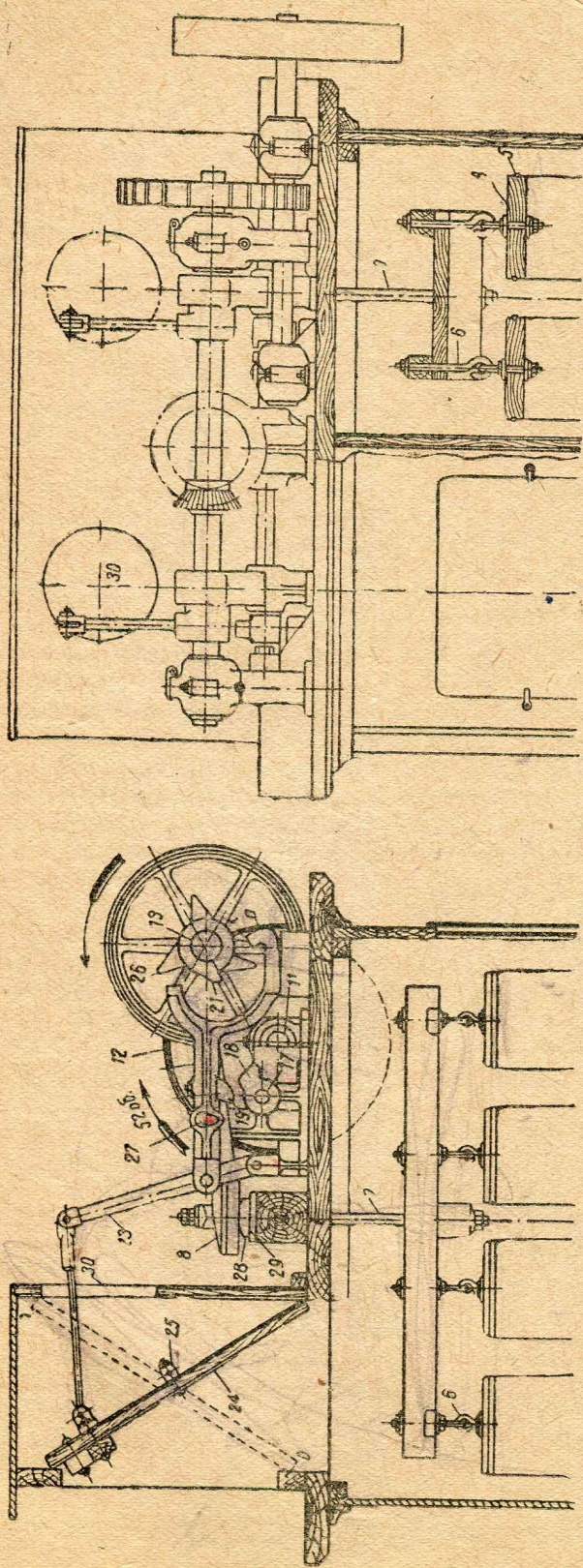
вов, должны быть предохранены тем или иным способом от сжатия по длинной оси их. Такая замена круглых рукавов на плоские дает возможность увеличить фильтрующую поверхность в 2—2,5 раза. Рукава при подобной их форме должны быть всегда в натянутом состоянии, и очистку, следовательно, желательно производить способом свободного падения каркаса с рукавами.

Сборный ковш фильтра изготовляется большею частью на монтаже применительно к месту установки фильтра. Сборный ковш может быть сделан напольным (см. фиг. 259) или подвесным (см. фиг. 260). В первом случае для уменьшения высоты он снабжается двумя шнеками.

Внутреннее устройство ковшей обоих типов показано на фиг. 259 и 260. Клапаны, предотвращающие чрезмерную перегрузку обратным током воздуха соседних отделений и унос пыли туда, должны быть подвешены на мягкой коже. Подвес клапанов на обычных петлях не обеспечивает работы их при засорении шарниров.

При обоих типах ковшей воздухопровод может быть подведен к фильтру как сверху, так и снизу. Пример подвода воздуха снизу при напольных сборных ковшах показан на фиг. 261. Подводимый воздух должен быть равномерно распределен по всей ширине фильтра, между всеми его отделениями. Присоединяя несколько воздухопроводов, необходимо для каждого из них отвести такую часть ширины фильтра, фильтрующая поверхность которой была

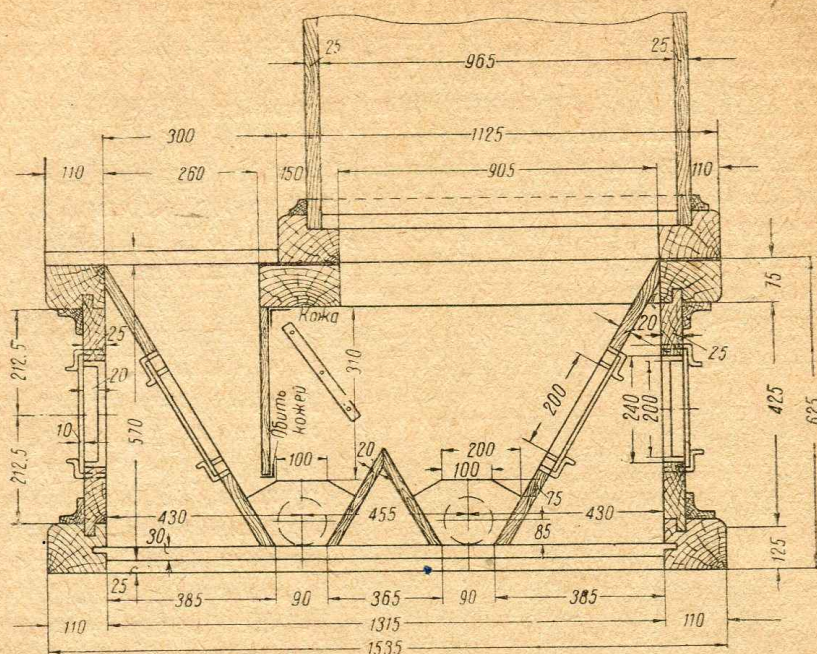
¹ См. „Die Mühle“, № 1, 1933 и журн. „Советское мукомолье и хлебопечение“ № 3, 1933.



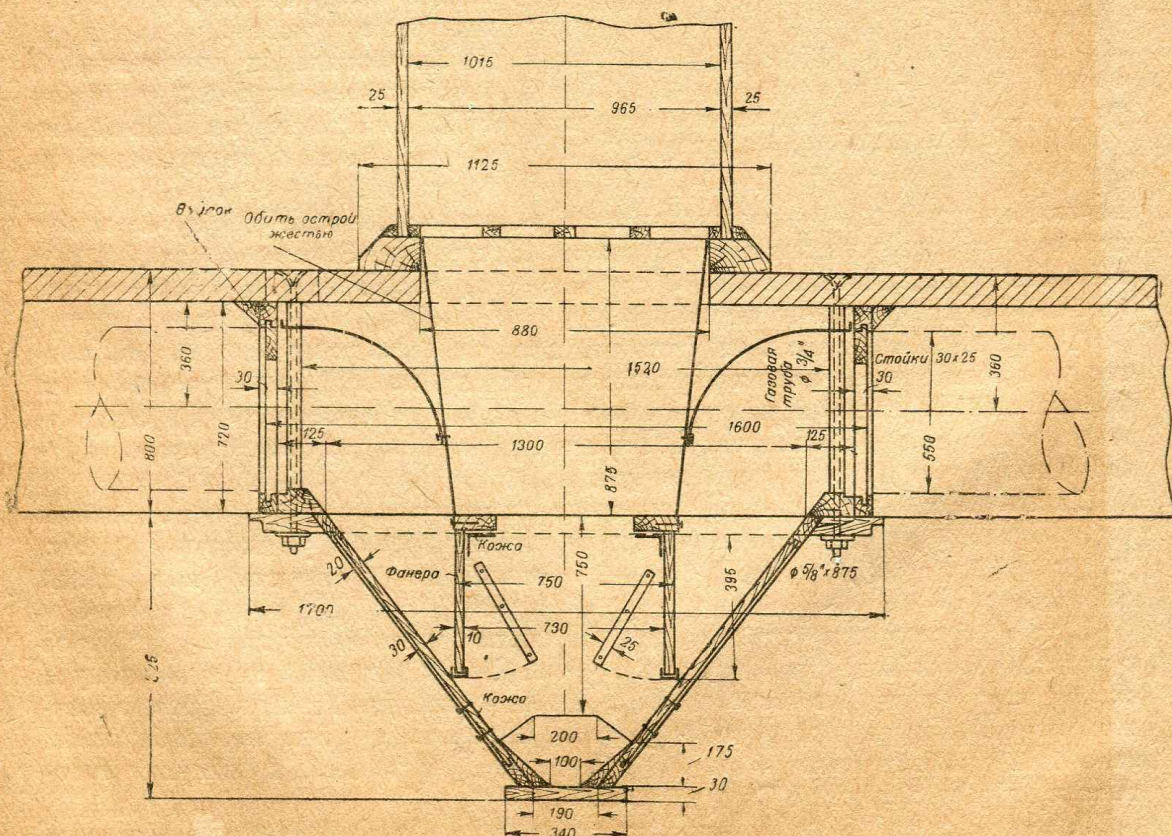
Фиг. 257. Встраивающий механизм всасывающего

фильтра Глазпромашины

бы пропорциональна количеству подводимого воздуха. Воздух каждой из подводимых труб, как бы мала она ни была, должен быть распределен не меньше, чем на два отделения. Такое присоединение воздухопровода предотвращает пыление машин во время встряхивания рукавов.



Фиг. 259. Напольный сборный ковш всасывающего фильтра



Фиг. 260. Подвесной сборный ковш всасывающего фильтра

Важнейший недостаток всасывающих фильтров заключается в подсосе ими воздуха из окружающего пространства, на что указывалось уже в § 25. Подсос этот следует разделить на два вида:

- 1) подсос через клапанную коробку, происходящий только в период встряхивания рукавов данного отделения;
- 2) подсос через неплотности в клапанной коробке, в шкафу и в ковше фильтра и подсос через течку, выводящую пыль; подсосы этого рода происходят во все время работы фильтра.

Подсос первого рода неизбежен и не может считаться вредным, ибо он способствует очистке ткани от пыли.

С подсосом второго рода необходимо бороться самым серьезным образом. Обследования вентиляционных установок показывают, что при халатном отношении к состоянию фильтров подсос достигает 60% объема фильтруемого воздуха, резко увеличивая расход мощности и снижая вследствие этого производительность предприятия.

Для уменьшения подсосов необходимо заботиться о непроницаемости всех наружных щитов и внутренних перегородок фильтра. Все стыки щитов,

угловые соединения их, возможные щели в днище, отделяющем ковш фильтра от шкафа для рукавов, необходимо оклеить полосками плотной ткани; оклейку следует вести на столярном клею, в два слоя ткани.

Необходимо помнить, что разрежение в шкафу фильтра весьма велико — достигает 70—90 мм вод. ст.; достаточно малейшей неплотности, чтобы вызвать значительные присосы.

Кромки дверец шкафа должны быть оклеены плотной и ворсистой фланелью или байкой, но так, чтобы клей не проходил через ткань.

Фиг. 261. Установка всасывающих фильтров с подводом воздуха снизу

Необходимо, чтобы кромки клапанов в верхней коробке и нижнем ковше плотно и по всей своей длине прилежали к стенкам. Запоры дверец шкафа и нижнего ковша должны быть сделаны так, чтобы дверца была плотно прижата по всему своему периметру.

Течка, выводящая пыль из фильтра, должна быть снабжена двумя подвижными клапанами, препятствующими проходу воздуха в сборный ковш фильтра. Более надежна установка под выводным отверстием ковша вращающихся шлюзов, подобных употребляемым при пневматическом транспортировании, но более простых по конструкции.

Тщательным проведением указанных мероприятий и повседневным наблюдением за состоянием фильтра можно резко уменьшить присос, улучшив этим аспирацию машин, освободив мощность для целей помола.

Кроме деревянных конструкций, имеются различные типы фильтров в металлических кожухах (фиг. 262). Фильтр, изображенный на этой фигуре справа, состоит из любого числа одинаковых круглых элементов, в каждом из которых заключено по 8 рукавов. Количество элементов, собираемых на общей станине, может быть любым. Фильтры в железных кожухах изготовляются у нас трестом Сантехмонтаж.

Преимуществом металлических кожухов, кроме невозгораемости, является некоторое уменьшение подсосов воздуха (отсутствие трещин, разбухания и усыхания дерева, особенно в условиях размоленного отделения). Внутренние

поверхности металлических кожухов обязательно должны быть предохранены от ржавления.

Сопротивление всасывающего фильтра Главпродмашины с рукавами из шерстянки „Мельстрой“ равно

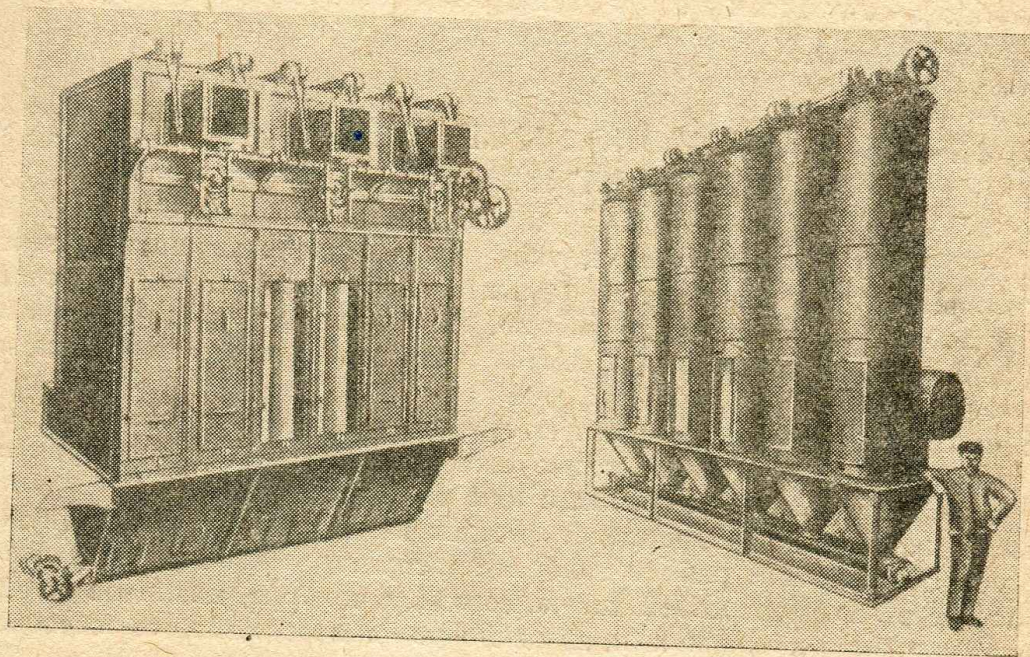
$$H_{\phi} = B Q_m^n = 0,03 Q_m^{1,282} \quad (42-1)$$

Эти величины B и n найдены при испытаниях фильтра в нормальных производственных условиях размольного отделения через 3—4 месяца после начала его работы (испытания инж. Рекк).

При учете подсоса в количестве 20% фильтруемого объема воздуха сопротивление всасывающего фильтра по тем же испытаниям равно

$$H_{\phi} = B Q_m^n = 0,026 Q_m^{1,32} \quad (42-2)$$

Для всасывающих фильтров, работающих в условиях зерноочистительных отделений, величина коэффициента B в выражении (42—2) возрастает по нашим наблюдениям до 0,06—0,07.



Фиг. 262. Типы всасывающих фильтров с металлическими кожухами

Для определения наивыгоднейшей нагрузки ткани следует пользоваться выражением (41—12). Для обычных условий наших мельниц она колеблется в пределах от 120 до 195 м³/час × м² (от 2,0 до 3,2 м³/мин × м²).

Сопротивление фильтра следует рассчитывать, исходя из размеров фактически устанавливаемой машины.

Сравнивая между собой экономичность всасывающих и нагнетательных фильтров, мы видим, что последние более выгодны, но не в 5—8 раз, как это иногда указывается из сравнения абсолютных величин сопротивления их, а не более чем в два раза. Даже стоимость энергии, затрачиваемой на преодоление сопротивлений всасывающего фильтра, всего лишь в 1,5 ÷ 2,0 раза больше, чем для нагнетательных фильтров.

Данное сравнение экономичности этих двух типов фильтров проведено при условии ликвидации подсосов воздуха во всасывающих фильтрах. Если же сравнивать величины стоимости эксплуатации при подсосах, фактически наблюдающихся на фильтрах, то разница в пользу нагнетательных фильтров будет гораздо значительнее, вследствие затраты при всасывающих фильтрах энергии на перемещение дополнительных 25—30% объема аспирируемого воздуха.

Качество очистки воздуха нагнетательными фильтрами с рукавами из бязи ниже, чем всасывающими фильтрами с рукавами из ворсистой шерстянки. Поэтому сравнивать между собой для всех случаев только стоимость эксплуатации неправильно. Для частного случая малоценной или совершенно бесценной пыли (как, например, минеральная пыль элеваторов) и вывода воздуха из фильтров наружу такое сравнение правильно и приводит к выбору нагнетательного фильтра.

Исходя из соображений качества очистки воздуха и условий очистки фильтрующей ткани, мы считаем вертикальный нагнетательный фильтр европейского типа машиной нежелательной, особенно при непосредственном выходе воздуха из фильтра в помещение цеха. С этих точек зрения всасывающий фильтр при уничтожении подсосов является более целесообразной машиной.

Условия очистки ткани звездчатых нагнетательных фильтров по всем признакам не уступают и, пожалуй, являются даже несколько лучшими, чем во всасывающих фильтрах. Качество очистки воздуха при одном и том же строении пыли и одинаковой интенсивности очистки ткани зависит исключительно от рода самой ткани. Таким образом при одинаковом материале рукавов выбор между всасывающим и закрытым звездчатым фильтром можно делать на основании сравнения экономичности эксплуатации их.

§ 43. РАБОТА ЦИКЛОНОВ И МЕТОДИКА ПОДБОРА ИХ • К РАССЧИТЫВАЕМОЙ СЕТИ

Из всех видов пылеотделителей, употребляемых на мельницах и элеваторах, циклоны обычно вызывают наибольшее количество совершенно справедливых жалоб на низкое качество работы, на запыление ими территории предприятия, окон и стен здания и самого помещения, если они установлены внутри здания.

Во многих случаях циклоны являются источником весьма сильного загрязнения атмосферного воздуха не только непосредственно на территории предприятия, но и на больших смежных с ним площадях.

Рассмотрим несколько подробнее процесс пылеотделения в циклоне, ознакомимся с показателями работы наиболее распространенных конструкций их и на основе этого разработаем такую методику подбора циклонов к проектируемой сети, при которой к. п. д. циклонов (пылеосаждающая способность их) был бы достаточно высоким.

1. Процесс пылеотделения в циклонах. В кратком обзоре типов пылеотделителей (§ 39, п. 2) мы уже указывали на то, что частицы пыли, вращаясь с потоком вокруг оси циклона, подвергаются действию центробежной силы, которая равна

$$C = m\omega^2 r = \frac{\pi}{6} \rho_n d_n^3 \omega^2 r; \quad (43-1)$$

здесь m — масса частицы, равная для случая шарообразности ее

$$m = \frac{G}{g} = \frac{\pi d_n^3}{6} \frac{\gamma_n}{g} = \frac{\pi}{6} \rho_n d_n^3,$$

ω — угловая скорость вращения ее вокруг оси циклона, а r — расстояние частицы от оси циклона (см. фиг. 263).

Центробежная сила, направленная по радиусу, вызывает передвижение частицы к наружной стенке циклона с радиальной скоростью, обозначенной через v_p .

Сопротивление, оказываемое действию этой силы средой, равно, как известно, ф-ла (21—3)

$$P = \xi F \frac{\rho v_0^2}{2}$$

или для рассматриваемого случая при $v_0 = v_p$ и $F = \frac{\pi d_n^2}{4}$

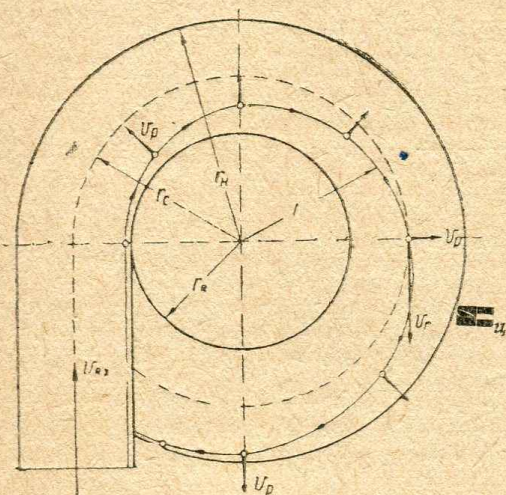
$$P = \frac{\pi}{8} \xi \rho d_n^2 v_p^2. \quad (43-2)$$

По прошествии весьма короткого промежутка времени мелкие частицы, двигающиеся в вязкой среде под действием постоянной силы, начинают двигаться равномерно, с неизменной скоростью (§ 11, п. 3). Следовательно, и в данном случае через незначительный промежуток времени наступит равенство между движущей центробежной силой и сопротивлением среды, т. е.

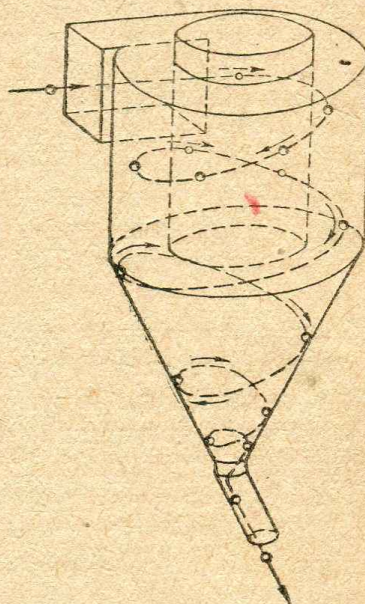
$$C = P$$

или

$$\rho_n d_n \omega^2 r = 0,75 \xi \rho d_n^2 v_p^2.$$



Фиг. 263. К процессу пылеотделения в циклонах



Фиг. 264. Схема пути отделяемой в циклоне частицы

Радиальная скорость движения частицы к внешней стенке циклона равна из этого уравнения

$$v_p = \sqrt{\frac{d_n \omega^2 r}{0,75 \xi} \frac{\rho_n}{\rho}} = \frac{dr}{dt}. \quad (43-3)$$

Точно так же как для пылевой камеры (§ 39, п. 1), мы можем найти из этого выражения время t , необходимое для того, чтобы частица прошла расстояние $r_n - r$ (см. фиг. 263), 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 (фиг. 264).

Необходимые для отделения частицы время нахождения ее в циклоне t , определяемое выражением (43—3), зависит от значения ξ . Величина ξ , как известно из § 21 (п. 1), в свою очередь зависит от числа Рейнольдса (см. фиг. 81 и 157), т. е. в частности от v_p и, следовательно, от t . Выражения, связывающего между собой величины ξ и Re , одинаково пригодного для всех значений Re , мы не имеем. Поэтому мы не можем решить уравнение (43—3) для всех значений числа Рейнольдса.

Но для нас это и не является необходимым, ибо, решая вопрос о времени, необходимым для отделения в циклоне наиболее мелких частиц пыли, мы будем оперировать в области весьма малых значений Re , которые в большинстве случаев не будут превышать единицы.

Для $Re \leq 1$ величина ξ , как известно из ф-лы (21—4), равна

$$\xi = \frac{24}{Re}$$

или для стандартного воздуха и принятых обозначений

$$\xi = \frac{24}{66\,666\,v_p d_n} = \frac{1}{2780\,v_p d_n}$$

Подставляя это значение в выражение (43—3) и принимая для стандартного воздуха

$$\frac{\rho_n}{\rho} = \frac{\gamma_n}{\gamma} = \frac{\gamma_n}{1,2},$$

получим

$$v_p = \frac{dr}{dt} = 3090\,\gamma_n d_n^2 \omega^2 r$$

или

$$dt = \frac{1}{3090\,\gamma_n d_n^2 \omega^2} \frac{dr}{r}. \quad (43-4)$$

Наиболее удаленная от наружной стенки частица должна за время t сек. пройти расстояние, равное разности между наружным радиусом цилиндрической части циклона (r_n) и радиусом выхлопной трубы его (внутренний радиус r_b). Поэтому выражение (43—4) интегрируем в пределах от r_b до r_n :

$$t = \frac{1}{3090\,\gamma_n d_n^2 \omega^2} \int_{r_b}^{r_n} \frac{dr}{r} = \frac{\ln \frac{r_n}{r_b}}{3090\,\gamma_n d_n^2 \omega^2}.$$

Заменяя для удобства вычислений на обычных линейках натуральный логарифм десятичным, получим

$$t = \frac{\lg \frac{r_n}{r_b}}{1340\,\gamma_n d_n^2 \omega^2}. \quad (43-5)$$

Выражение это является основным условием отделения частицы пыли в цилиндрической части циклона (r_n принято постоянным). При меньшем времени пребывания частицы в цилиндрической части циклона и невысоком конусе его частица может быть подхвачена и унесена из циклона наружу выходящим из него потоком воздуха. Коэффициент полезного действия при этом будет ниже определяемого значением диаметра частицы d_n , принятым для расчета.

Однако практически воспользоваться полученным выражением можно лишь только в том случае, если угловая скорость ω постоянна, т. е. если вращение потока вокруг оси циклона происходит так же, как и вращение твердого тела, при котором

$$\omega = \frac{v}{r} = \text{const.}$$

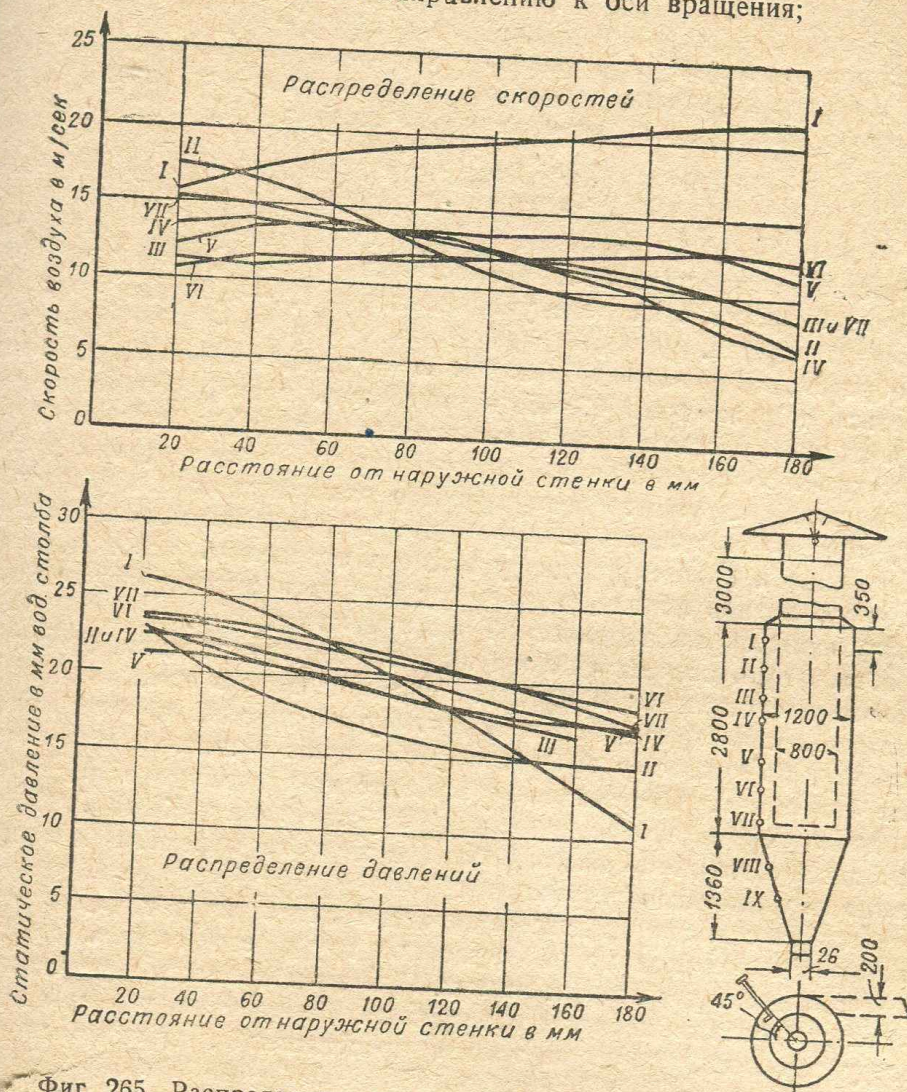
При рассмотрении явлений, происходящих в колене, мы получили для поворота потока идеальной жидкости отличный от этого закон распределения скоростей, а именно:

$$vr = \text{const.} \quad (19-27)$$

Скорость по этому закону возрастает по направлению к центру кривизны; при вращении твердых тел мы наблюдаем обратное.

Для реальной жидкости и, в частности, воздуха общее математическое выражение закона распределения скоростей при изгибе потока не найдено. Непосредственные наблюдения показывают следующую картину распределения скоростей для реальной жидкости:

1) в начале изгиба на протяжении, меньшем 360° , распределение скоростей весьма близко к распределению их для идеальной жидкости ($vr = \text{const}$), т. е. скорости возрастают по направлению к оси вращения;



Фиг. 265. Распределение скоростей и давлений в цилиндрической части циклонов

2) под влиянием вязкости скорости слоев, удаленных от оси вращения, стремятся выравниваться и по мере удлинения криволинейного пути повышаются за счет уменьшения скоростей слоев, расположенных ближе к оси вращения; в результате распределение скоростей приближается к законам, установленным для твердого тела.

Положения эти наглядно иллюстрируются кривыми распределения скоростей в цилиндрической части циклона (фиг. 265), построенными проф. Смухниным¹ на основании фактических измерений в различных точках на высоте циклона.

¹ П. Н. Смухнин, и П. А., Коузов, Центробежные пылеотделители-циклоны, ОНТИ, 1935.

Из кривых этих ясно видно, что в начале циклона, при первом повороте (отверстие I) скорости воздуха уменьшаются по мере отдаления от оси вращения; но уже при втором повороте (отверстие II) скорости не только выравниваются, но и приближаются по своему распределению к характерному для твердого тела. Такое распределение наблюдается на большей части высоты циклона, что дает право приближенно считать

$$\omega = \frac{v_u}{r} = \text{const}, \quad (43-6)$$

где v_u — скорость воздуха в кольцевом канале циклона, показанная на фиг. 263 и в общем случае не равная скорости входа в циклон (v_{ex}).

Так например, для циклона, изображенного на фиг. 265,

$$v_u = \frac{v_{ex}}{1,4}.$$

Из испытаний ряда циклонов, проведенных проф. Смухниным, можно 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 (43—5) и определить время, необходимое для отделения в циклоне частицы пыли заданного диаметра (d_n). Для этого нужно, исходя из каких-либо соображений (конструктивного характера или других), задаться величинами наружного и внутреннего радиуса циклонов (r_n и r_s).

Зная t , можно определить длину пути, необходимого для осаждения частицы, по длине и среднему радиусу циклона определить необходимое для осаждения число витков потока, а по числу витков и высоте каждого определить нужную высоту цилиндрической части циклона.

Таков общий путь расчета циклона при его конструировании, основанный на изложенном представлении о процессе пылеотделения в нем.

Представление это противоположно взгляду на циклон, как на пылевую камеру, взгляду, по которому эффект пылеотделения в циклоне тем больше, чем больше его объем. Представление это, достаточно широко распространенное и даже рекомендуемое в одной из статей инж. Карга (1930 г.)¹, противоречит действительно наблюдаемым в циклоне явлениям и приводит к совершенно неправильным результатам.

В соответствии с таким представлением для отделения в циклоне частиц заданного размера необходимо в выхлопной трубе его создать скорость, меньше взвешивающей для данных частиц. При этом процессы, происходящие под влиянием центробежных сил, игнорируются. Поперечные размеры циклонов, сконструированных, исходя из такого представления, получаются чрезмерно большим.

Следует отметить, что выражения (43—3, 43—4) и др., полученные нами при рассмотрении процесса отделения пыли в циклоне, являются приближенными, ибо при выводе их были сделаны следующие допущения:

1) вместо действительной формы наименьшей частицы пыли, подлежащей удалению, мы рассматривали шар;

2) рассмотрению подвергались отдельные частицы пыли, т. е. влияние столкновений и возможных соединений частиц между собой не учитывалось;

3) скорости движения воздуха в кольцевом канале циклона приняты постоянными на всем протяжении цилиндрической части циклона (кривые фиг. 265 показывают, что скорости воздуха изменяются на высоте циклона; из ряда испытаний циклонов выяснилось, что окружные скорости потока умень-

¹ Статью его в переводе см. в журнале „Отопление и вентиляция“ № 1—2, 1932. Краткое критическое изложение взглядов инж. Карга см. в указанной работе Смухнина и Коузова.

шаются по направлению к конусу циклона на протяжении $\frac{2}{3}$ высоты цилиндрической части, после чего снова начинают повышаться);

4) влияние сил тяжести пылинок, незначительных по сравнению с центробежными силами, не учитывалось;

5) центробежные силы рассматривались нами действующими по радиусу циклона; точным направлением их является нормаль к спиральной траектории частицы;

6) для движения частиц в направлении радиуса циклона принят ламинарный закон сопротивления; в действительности же частицы движутся поперек потока, имеющего турбулентный режим; сопротивление среды для подобных случаев не изучено, что заставляет сделать указанное допущение;

7) скорость частиц принята равной поступательной скорости воздуха в кольцевом канале циклона;

8) частицы считаются безусловно отделенными от воздуха тогда, когда они достигли наружной стенки циклона; в действительности под влиянием различных вихреобразований возможен, как это будет показано далее, отрыв частиц от стенки и унос их из циклона;

9) в приведенных рассуждениях принято, что отделение пыли должно произойти обязательно в цилиндрической части циклона; в действительности пылеотделение продолжается и в конической части циклона, но вследствие значительного усложнения явлений в ней это обстоятельство не учтено, и за рабочую высоту циклона принята лишь только цилиндрическая часть его.

Допущения 1, 2 и 9 безусловно несколько повышают фактическую пылеотделяющую способность против расчетной.

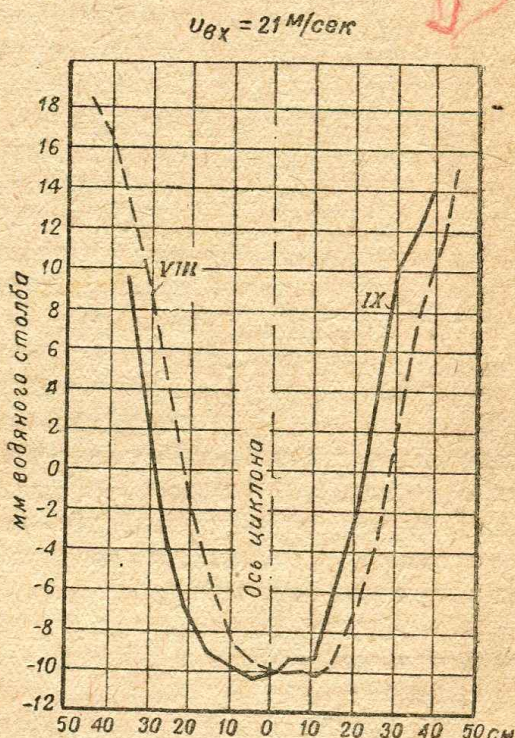
Допущения 4, 5 и 7 не могут сколько-нибудь значительно повлиять на результаты расчетов при весьма малых частицах и больших скоростях.

Лишь только допущение 8 может снизить действительную пылеотделяющую способность циклона по сравнению с расчетной. В практике эксплуатации

циклонов давно было замечено, что через самотечную трубу, служащую для отвода пыли, воздух поступает в циклон, несмотря на то что циклон установлен на нагнетающей линии. Воздух этот, поступающий в циклон через пылевое отверстие, подхватывает вновь частицы, отделившиеся уже однажды, и уносит их в выхлопную трубу.

Испытания циклонов, проведенные инж. Козовым (1934 г.) на Мариупольском портовом элеваторе¹, показали, что скорость воздуха, входившего в пылевое отверстие, весьма велика и достигла 75% величины скорости входа в циклон (при $v_{вх} = 18,2$ м/сек.).

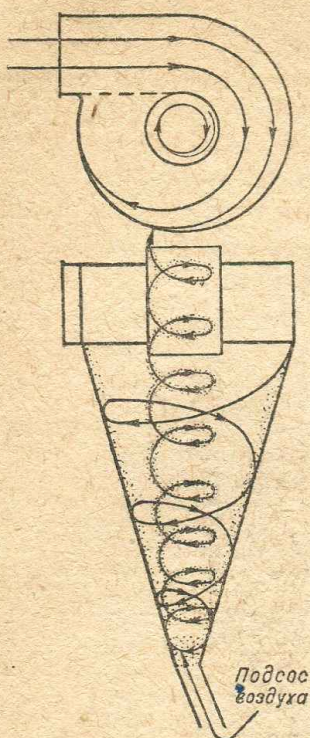
Подсасывание воздуха через пылевое отверстие вызывается наличием в конусе циклона (у оси его) области отрицательных давлений (разрежений). Вращение потока, происходившее в цилиндрической части циклона, продолжается в конической его части, где выхлопная труба отсутствует. Вследствие



Фиг. 266. Область отрицательных давлений для циклонов, изображенного на фиг. 265

¹ См. журнал „Отопление и вентиляция“, № 10, 1934.

этого в центральных частях циклона образуется область разрежения, а у стенок конуса под влиянием центробежных сил — область повышенных давлений.



Фиг. 267. Схема нисходящего и восходящего вихрей в циклоне

Приведенные на фиг. 266 кривые давлений иллюстрируют высказанное положение. В конусе циклона схематически изображенного на фиг. 265 (отверстия VIII и IX), господствует разрежение, охватывающее центральную часть сечения диаметром около 500 мм. Аналогичное понижение давления, но не переходящее еще в разрежение, наблюдается, как это видно на фиг. 265 и в цилиндрической части циклона.

Поток, уходящий в выхлопную трубу циклона, продолжает вращаться, что мы уже отмечали ранее, и движется наружу в виде восходящего вихря (фиг. 267) уносящего с собой часть пыли.

Уничтожение подсоса может быть достигнуто герметизацией помещения, в которое отводится пыль из циклона. В камере или бункере для пыли образуется при этом разрежение, но подсос будет ликвидирован. Так как полная герметизация камеры вызывает обычные затруднения, то кроме этого в конструкции циклона предусматривают описанные ниже детали, уменьшающие или полностью уничтожающие подсос.

Ознакомление с сущностью процессов отделения пыли в циклоне дает возможность правильно оценить преимущества и недостатки различных конструкций циклонов, а также достаточно надежно подобрать циклон к проектируемой вентиляционной сети.

2. Распространенные разновидности конструкций циклонов и работа их. Конструктивных

разновидностей циклонов существует столь большое количество, что описать их с достаточной полнотой в данной работе не представляется возможным. Поэтому мы опишем наиболее распространенные или известные конструкции, по возможности систематизируя их отличительные черты.

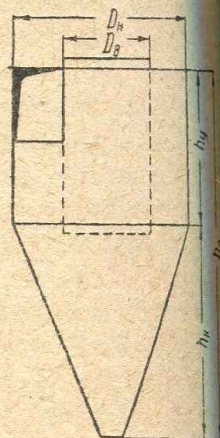
Конструкции циклонов с вертикальной осью различаются между собой главным образом следующими признаками:

- 1) формой (соотношением, размеров);
- 2) абсолютными размерами;
- 3) деталями для упорядочения потока внутри циклона;
- 4) деталями для выпрямления потока выходящего из циклона;
- 5) способами уменьшения подсоса воздуха через пылевое отверстие циклона;
- 6) деталями, понижающими интенсивность вихреобразований у поверхности конуса;
- 7) способами улавливания пыли в выхлопной трубе.

Большинство циклонов состоит из двух цилиндров: наружного и внутреннего и конуса, заканчивающегося пылевым отверстием (фиг. 268). Формы употребляющихся циклонов весьма различны и могут быть охарактеризованы следующими тремя величинами:

$$\frac{h_o}{D_n}, \frac{h_u}{h_k}, \frac{D_v}{D_n}$$

где h_u , h_k и h_o — высота цилиндрической части, конической и общая высота а D_n и D_v — наружный и внутренний диаметры (фиг. 266).

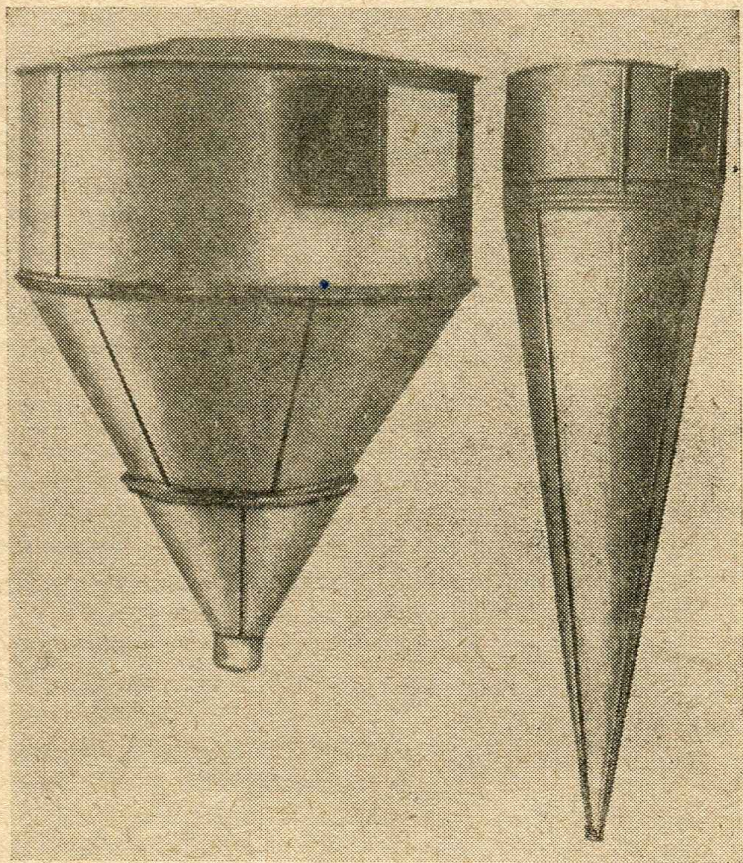


$$\frac{D_o}{D_n}, \frac{n_y}{h_k}, \frac{D_v}{D_n}$$

Фиг. 268. К характеристике формы циклона

Существующие циклоны по величине отношения $\frac{h_o}{D_n}$ весьма различны, причем часто одна и та же фирма производит циклоны с различными отношениями общей высоты к диаметру (фиг. 269); величина $\frac{h_o}{D_n}$ колеблется от значения, близкого к единице (фиг. 268 слева), до четырех (там же, справа) и более, как это показано на фиг. 270.

Циклоны, высота которых по сравнению с диаметром велика, отношение $\frac{h_o}{D_n}$ для которых больше 2, условимся называть в дальнейшем большевысотными циклонами; остальные — маловысотными.



Фиг. 269. Циклоны различных форм, производимые одним и тем же заводом (Вольф, США): для левого циклона

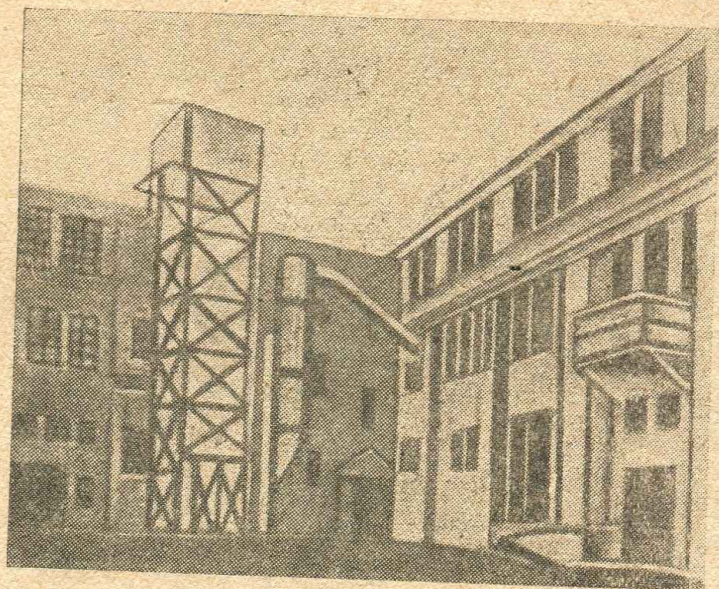
$$\frac{h_o}{D_n} = 1,3, \text{ для правого } \frac{h_o}{D_n} = 3,6$$

Преимущества каждого из этих типов ясны из изложенного выше представления о процессе отделения пыли в циклоне. Большевысотные циклоны, имеющие относительно малый диаметр и длительное время пребывания частиц в циклоне, должны отделить более тонкую пыль, ибо при одной и той же скорости входа воздуха в циклон величина центробежной силы возрастает с уменьшением диаметра циклона:

$$C = m\omega^2 r = \frac{mv^2}{r}. \quad (43-1)$$

Вследствие этого большевысотные циклоны будут давать более полное отделение тонкой пыли даже в том случае, если время пребывания в циклонах обоого типа вполне одинаково.

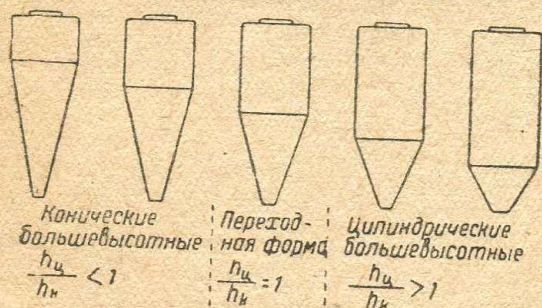
Преимуществом маловысотных циклонов является большая пропускная способность при небольших размерах по высоте, вследствие чего установка этих циклонов удобна даже внутри здания. Большевысотные циклоны скользко, нибудь значительной пропускной способности занимают два-три этажа, как это видно на примере циклона, изображенного на фиг. 270. Таким образом маловысотные циклоны применимы для целей осаждения из воздуха взвешенных в нем крупных частиц (щепа, стружки и др.).



Фиг. 270. Установка большевысотного циклона „Jajag“

Большевысотные циклоны применимы для более тонкого пылеотделения и наиболее подходят для целей очистки воздуха на элеваторах и мельничных предприятиях.

Большинство случаев неудовлетворительной работы циклонов на этих предприятиях объясняется неправильным выбором их формы.



Фиг. 271. Различные формы большевысотных циклонов

Формы большевысотных циклонов, как это видно из фиг. 271, также различаются между собой и могут быть характеризованы отношением высоты цилиндрической части циклона к высоте конической части его, т. е. отношением $\frac{h_u}{h_k}$.

Циклоны, для которых величина $\frac{h_u}{h_k}$ больше единицы, будем называть

циклонами цилиндрического типа, а остальные — циклонами конического типа, ибо у первых процесс пылеотделения происходит преимущественно в цилиндрической части.

Примером цилиндрического типа циклонов может служить циклон „Jajag“ (фиг. 270), а также циклон конструкции Ленинградского института организации и охраны труда (ЛИОТ), изображенный на фиг. 281 (см. также табл. XVII в приложениях). Пример конического типа — американский циклон Вольфа (фиг. 269, справа).

Сравнительного исследования эффективности работы этих двух типов мы не имеем пока, но, исходя из соображений о длительности пребывания частицы под воздействием центробежных сил, следует до сравнительных испытаний предпочесть выбор циклонов цилиндрического типа, например „Леоот“. Процессы, происходящие в цилиндрической части циклона, больше изучены,

чем происходящие в конической части его, основания расчета и подбора цилиндрических циклонов более просты и более надежны. Кроме того, несмотря на больший объем циклон цилиндрического типа не требует большого места для своей установки.

Увеличение пропускной способности большевысотного циклона неизбежно связано с его удлинением. Это обстоятельство может препятствовать выбору циклонов этого рода, если установку их по условиям расположения оборудования в здании нужно ограничить пределами одного этажа. Затруднение это может быть обойдено осуществлением параллельной работы двух или нескольких циклонов, высота каждого из которых не превышает требуемого предела. Для этого циклоны небольшого диаметра соединяют в группы, как это показано на фиг. 272.

Особое внимание в этом случае следует обратить на вполне равномерное распределение объемов воздуха между отдельными циклонами. Учитывая возможность неравномерного распределения пыли по сечению подводящего воздуховода (§ 21, п. 2), полезно установить в нем выпрямляющую решетку, чтобы одинаково нагрузить пылью каждый из циклонов.

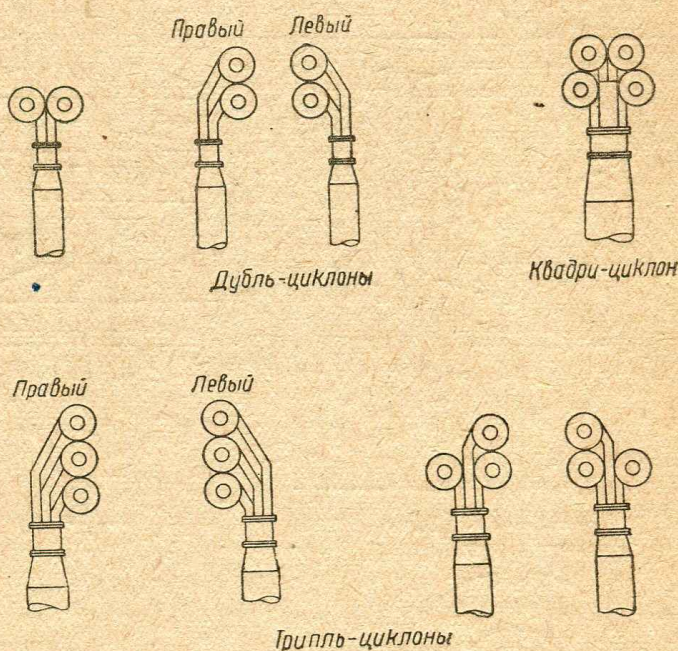
Факт повышения пылеотделяющего эффекта в циклонах меньшего диаметра привел к уменьшению абсолютных размеров циклона и к появлению так называемых циклонов-лилипутов, имеющих диаметр всего лишь 200—300 мм. Циклоны

эти соединены на общей раме в батареи по 10, 20 и более в зависимости от потребной пропускной способности¹.

При выборе циклонов для тонкого пылеотделения следует во всех случаях, когда это представляется возможным, предпочесть установку нескольких меньших циклонов установке одного большого; некоторое повышение первоначальной стоимости оправдывается значительным улучшением результатов очистки воздуха.

Кроме циклонов с цилиндрической верхней частью, существуют конструкции, у которых верхняя часть представляет собой усеченный конус, направленный широким основанием либо вверх (фиг. 274), либо вниз (фиг. 275 и 276). Такое разнообразие, исчерпывающее почти все возможные формы, является результатом неполной определенности воззрений конструкторов на изученность процессов, происходящих в циклоне.

Форма циклона, подобная изображенной на фиг. 274, предупреждает, очевидно, снижение скорости в кольцевом канале, которое, как это уже было отмечено ранее, наблюдается по мере приближения к конической части (на $\frac{2}{3}$ высоты); рабочий канал этого циклона суживается книзу.

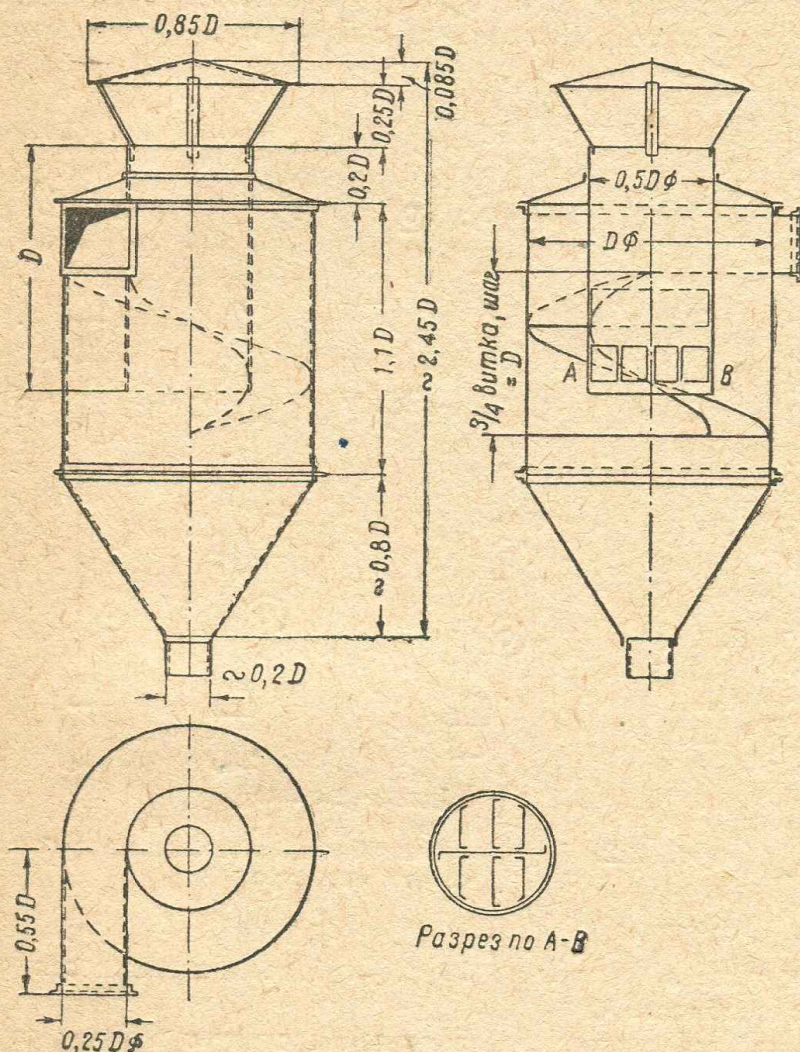


Фиг. 272. Группировка большевысотных циклонов малого диаметра

¹ См. В. П. Ромадин, Пылеприготовление и пылесожигание, стр. 364, 1936. Саймон, Физические основы мукомольного производства, 1932.

Данная форма верхней части может быть также использована для уменьшения сопротивления циклона, если выхлопную трубу сделать расширяющейся кверху, оставив сечение кольцевого рабочего канала постоянным. Уменьшение сопротивления в этом случае будет вызвано диффузорным эффектом выхлопной трубы.

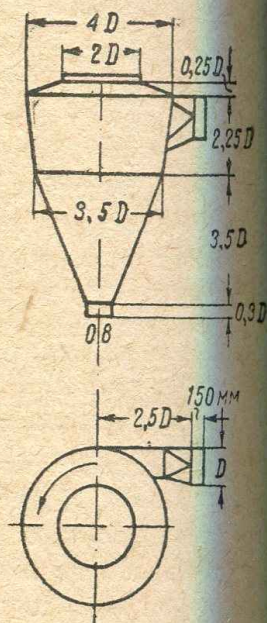
Основным размером, по которому определяются все остальные размеры этого циклона, выбран диаметр или сторона квадратной входной трубы, переходящей далее в прямоугольное, вытянутое по высоте, сечение. Таким образом для определения необходимых размеров подобного циклона нужно за-



Фиг. 273. Относительные размеры циклона с цилиндрической рабочей частью

даться величиной скорости входа, которую следует принимать равной 18—20 м/сек.

Изложенное представление о сущности процесса пылеотделения в циклоне указывает на то, что с повышением скорости входа воздуха в циклон качество очистки его



Фиг. 274. Относительные размеры циклона, с расширяющейся кверху рабочей частью

должно повышаться, ибо действующие центробежные силы при этом растут. Опыт подтверждает это положение.

Однако по выражению центробежной силы ф-ла (43 — 1) всякое повышение скорости входа должно повысить эффект пылеотделения. Исследования же Розина, Риммера и Интельмана¹ (1932 г.) показали, что повышение ее свыше 25 м/сек. является уже нецелесообразным. Этот вывод подтверждается и работами Смухнина и Коузова.

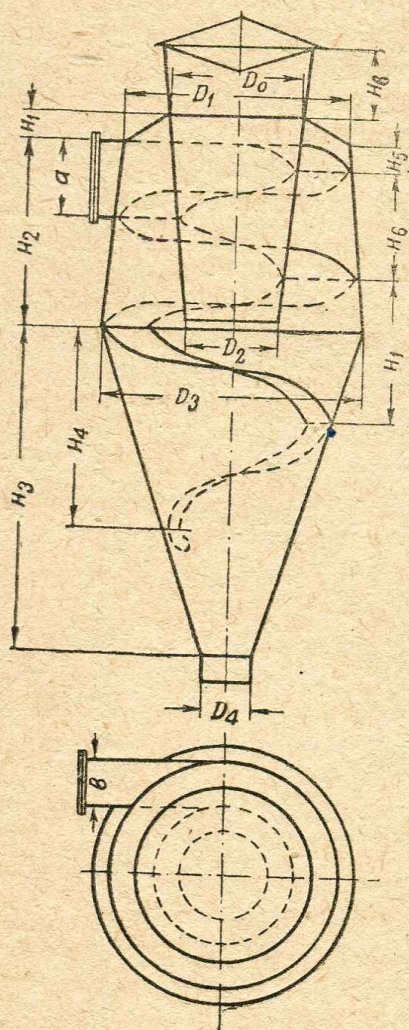
При дальнейшем повышении скорости сверх этих пределов потери давления в циклоне растут пропорционально квадрату увеличения скорости входа.

¹ „VDI“, № 18, 1932, а также „Энергетическое обозрение“, Теплотехнический выпуск, № 7—8, 1932.

Конечно, указанный предел не является неизбежным для всех случаев. При осаждении, например, весьма ценной пыли может оказаться выгодным повысить скорость входа, затратить большее количество энергии в циклоне и окупить с избытком эти затраты стоимостью уловленной пыли. Таким образом вопрос о наивыгоднейшей скорости входа должен решаться точно таким же путем, как решался выше вопрос о наивыгоднейшей нагрузке ткани фильтра.

Форма циклона, изображенного на фиг. 275 и 276, предусматривает значительное снижение скорости воздуха в рабочем канале, который расширяется за счет увеличения книзу диаметра верхней части циклона и за счет устройства выпускной трубы в виде диффузора.

Уменьшение скорости потока в рабочем канале свидетельствует о том, что конструктор циклона стремился, очевидно, наряду с центробежными силами



$$\frac{\pi D_0^2}{4} (1,5-2) = Q \frac{m^3}{сек.}$$

| D | |
|----------------|-----------------------------|
| D ⁰ | 1 |
| D ₁ | (1,5 — 1,6) D ₀ |
| D ₂ | (0,85 — 0,9) D ₀ |
| D ₃ | (1,9 — 2,0) D ₀ |
| D ₄ | (0,25 — 0,3) D ₀ |
| H | |
| H ₁ | (0,2 — 0,25) D ₀ |
| H ₂ | 1,4 D ₀ |
| H ₃ | 2,5 D ₀ |
| H ₄ | 1,5 D ₀ |
| H ₅ | 0,25 D ₀ |
| H ₆ | 0,8 D ₀ |
| H ₇ | 1,1 D ₀ |
| H ₈ | 0,5 D ₀ |

$$a = 0,5 D_0; \quad b = \frac{D_1 - D_0}{2}$$

Фиг. 275. Относительные размеры циклона с расширяющимся рабочим каналом

использовать также принцип осаждения частиц под влиянием сил тяжести. Соображение это подтверждается также тем, что в качестве исходного размера предлагается диаметр выходного отверстия, определяемый из условия наличия скорости в нем, не превышающей 1,5—2,0 м/сек.

Такой подход к определению размеров циклона, в основе которого лежит представление, отождествляющее процесс в циклоне с процессом в пылевой камере, неправилен по существу. Но подход этот может дать удовлетворительные результаты при определении размеров циклонов, предназначенных для осаждения крупных частиц (щепы, стружки, крупных и тяжелых опилок).

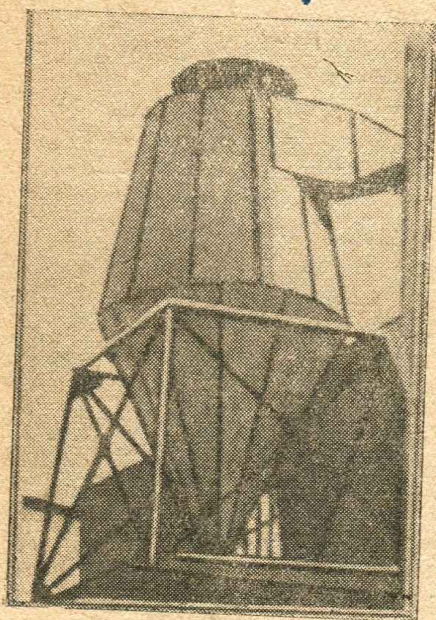
Кроме формы и абсолютных размеров, циклоны различаются между собой рядом уже перечисленных деталей, коротко описываемых нами далее.

Во многих циклонах для уменьшения вихреобразования в рабочей части и упорядочения потока в ней введены направляющие винтовые поверхности, подобные изображенным на фиг. 273 и 275.

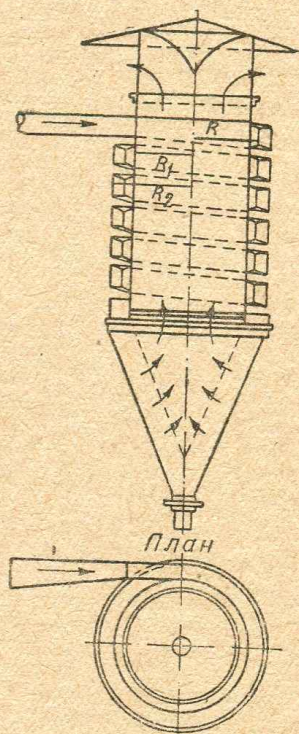
Такие же цели преследует конструкция циклона Смухнина (фиг. 277), представляющая собой винтовой воздуховод, число витков которого определяется тонкостью пыли, подлежащей отделению в циклоне.

Преимуществом этого циклона является относительная простота структуры воздушного потока в нем, позволяющая достаточно уверенно определять необходимые размеры циклона. Однако испытания подобных циклонов показали, что винтовые направляющие, не увеличивая заметно пылеотделяющей способности циклона, достаточно сильно повышают его сопротивление. Так например, коэффициент сопротивления циклона Смухнина, отнесенный к динамическому напору во входной трубе, равен 3—3,5. Коэффициент этот весьма велик, ибо для простых циклонов, без направляющих в рабочей части, значение коэффициента сопротивления в 2 раза меньше.

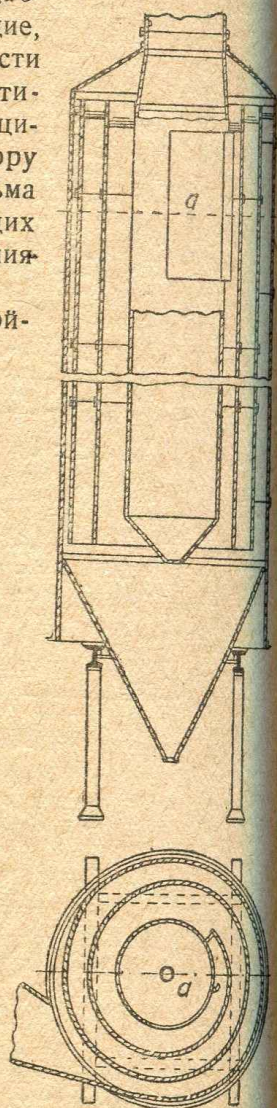
Ту же цель упорядочения потока преследует устройство спиральных направляющих в рабочей части ци-



Фиг. 276. Установка циклона с расширяющимся рабочим каналом (Alpha Tank, США)



Фиг. 277.
Циклон Смухнина



Фиг. 278. Циклон Dyblie со спиральным рабочим каналом

клона. В конструкции этого рода, показанной в качестве примера на фиг. 278, применение спирального канала одновременно с упорядочением потока увеличивает длину пути частицы в циклоне, т. е. время воздействия на нее центробежной силы. В данной конструкции запыленный воздух входит в рабочий канал по направлению, близкому к касательной, совершает два полных оборота, после чего выходит в отверстие *a*, расположенное в верхней части выхлопной трубы.

С точки зрения сущности происходящего в циклоне процесса конструкция эта заслуживает внимания, но сопротивление ее, очевидно, также велико. Сужение выхлопной трубы усугубляет это обстоятельство.

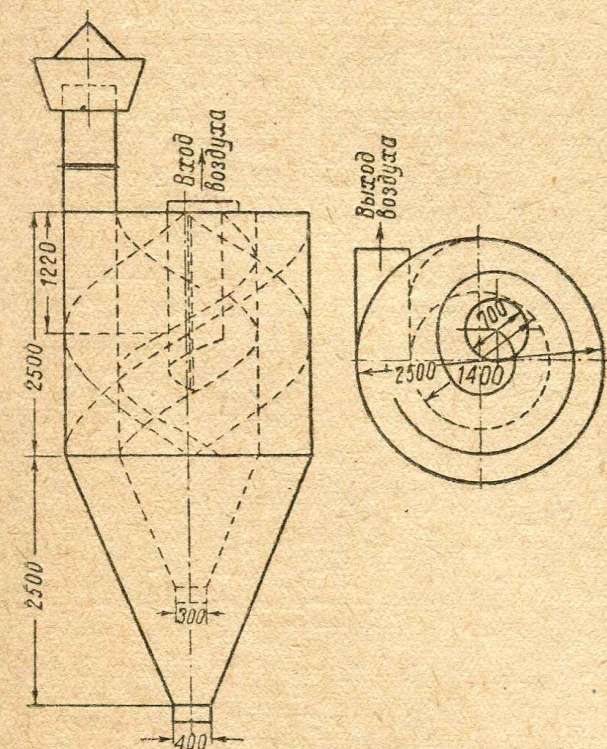
Большое сопротивление, а отчасти и относительная сложность изготовления циклонов со спиральными направляющими того или иного вида являются причиной, по которой они не находят широкого применения.

Опыт показал, что наибольшая неупорядоченность движения наблюдается в самой верхней части циклона, при входе воздуха в него. Верхнее основание циклона, сделанное плоским или коническим, способствует столкновению воздушных потоков. При винтовом подводе воздуха, как это сделано в циклоне „Мельстрой“ (фиг. 279) или в циклоне „Леоот“ (фиг. 281), поток сразу получает нужное направление по винтовой линии, и необходимость в дополнительных винтовых направляющих почти совершенно отпадает.

Изображенный на фиг. 279 циклон весьма распространен на наших мельницах и элеваторах. Однако, как это выяснилось в процессе эксплуатации, на большинстве предприятий к. п. д. его даже при работе на элеваторе недостаточно высок, не превышает 80% при скорости входа около 17 м/сек. Потери давления в нем велики и доходят при указанной скорости входа до 50 мм вод. ст.

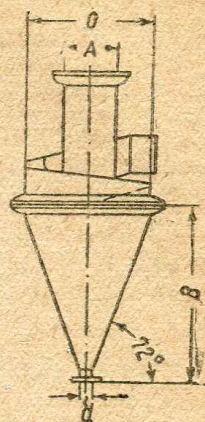
Неудовлетворительная работа этого циклона на наших предприятиях обуславливается также уменьшением количества отсасываемого вентилятором воздуха вследствие высокого сопротивления циклона, большего, чем принималось в расчетах. Уменьшение же количества воздуха приводит к понижению входной скорости и, следовательно, к уменьшению пылеотделяющей способности циклона.

С 1932 г. Союзпродмашина начала производить циклоны типа „Дей“ (фиг. 280), конструкция которых во многом отличается от описанных нами выше. Запыленный воздух к этому циклону подводится не по касательной к цилиндрической части, а сверху, в расположенное эксцентрично отверстие и попадает во внутренний меньший циклон, очерченный на фиг. 280 пунктиром. В меньшем циклоне воздух, по замыслу конструктора, должен приобрести вращательное движение. Для этой цели внутри его установлен вертикальный направляющий лист. Кроме пылевого отверстия, меньший циклон имеет еще одно отверстие для выхода частично обеспыленного воздуха во внешний циклон, откуда, совершив один оборот, он выходит наружу по касательной к цилиндру через специальный дефлектор.



Фиг. 280. Циклон Союзпродмашины типа „Дей“

Данные испытаний показывают, что к. п. д. этого циклона исключительно низкий (при скорости входа около 14 м/сек. равен всего 18%), а сопротивление чрезмерно велико (при указанной скорости равно 50 мм вод. ст.). Столь отрицательные качества этого циклона вызваны тем, что воздух в малом циклоне не приобретает вращательного движения, и весь циклон работает только как пылевая камера. Соображение это подтверждается также тем



Фиг. 279. Циклон, производившийся „Мельстроем“

обстоятельством, что с увеличением скорости входа к. п. д. данного циклона не увеличивается, как это наблюдается для обычных циклонов, а, наоборот, уменьшается. Чрезвычайно высокое сопротивление этого циклона вызывается дефлектором, коэффициент сопротивления которого доходит до 3.

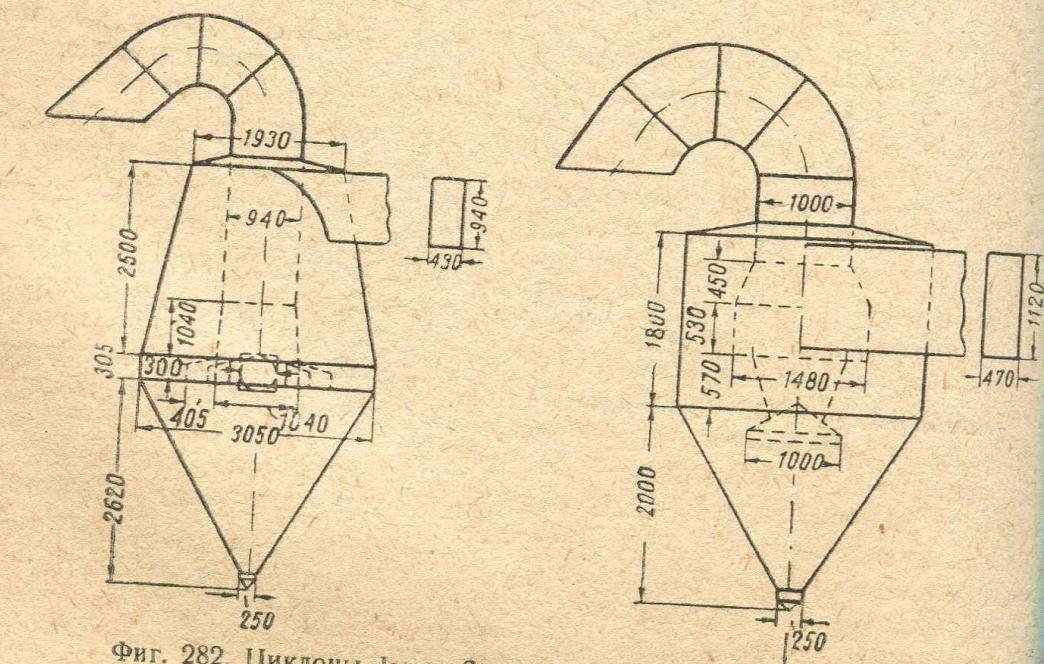
Достаточно высокими качествами обладает простой цилиндрического типа циклон „Леоот“, конструкция которого ясно без описания из фиг. 281. Коэффициент полезного действия его на элеваторной пыли при скорости входа около 20 м/сек, обычно не менее 90%; коэффициент сопротивления — около 1,5—2,0.

Выше мы уже указывали, что поток в выхлопной трубе интенсивно закручен; окружные скорости у стенок трубы в 2—3 раза превышают среднюю поступательную, а скорость в областях, прилегающих к центру ее, равна или близка к нулю. Схематическая картина потока в выхлопной трубе дана на фиг. 267.

Так как поле скоростей в выхлопной трубе весьма неравномерно, то часть пыли увлекается потоком с высокой окружной скоростью в выхлопную трубу и выводится наружу. Чтобы ослабить это вредное явление, применяются детали, назначение которых состоит в уничтожении закручивания потока и в выпрямлении его.

В качестве примеров таких деталей можно указать выпрямляющие решетки, по-
можно указать выпрямляющие решетки, по-
можно указать выпрямляющие решетки, по-

добные изображенной на фиг. 273 (разрез по АВ), и крестовины из 8—10 ребер. Меньший выпрямляющий эффект дает применяющееся в некоторых циклонах устройство продольных щелей в выхлопной трубе с одновременным сужением входного отверстия.



Фиг. 282. Циклоны James Stewart Corporation, установленные на Херсонском элеваторе

Хорошо выпрямляют поток радиальные лопасти, установленные при входе в трубу в американском циклоне фирмы James Stewart Corporation (фиг. 282, слева).

Во втором типе циклона той же фирмы для выпрямления потока в расширенной нижней части выхлопной трубы установлена крестовина из двух взаимно перпендикулярных ребер высотой 530 мм (фиг. 282, справа). Двух ребер для этой цели недостаточно, ибо поток в выхлопной трубе этого циклона оказывается все же закрученным.

Попутно следует отметить, что коэффициент сопротивления этого циклона весьма велик, равен 5,8, что вызывается сужением выхлопной трубы, сечение которой обуславливает большие скорости выхода — пониженные против скорости входа всего лишь на 30%.

Для уменьшения подсоса через пылевое отверстие, кроме герметизации камеры или герметического затвора (фиг. 220), применяется конус, устанавливаемый над пылевым отверстием и отделяющий его от зоны разрежения. Такой конус показан на фиг. 221 в циклоне Кларка и на фиг. 282 (справа), где он установлен неправильно, а именно слишком высоко и без возможности регулировать высоту его расположения.

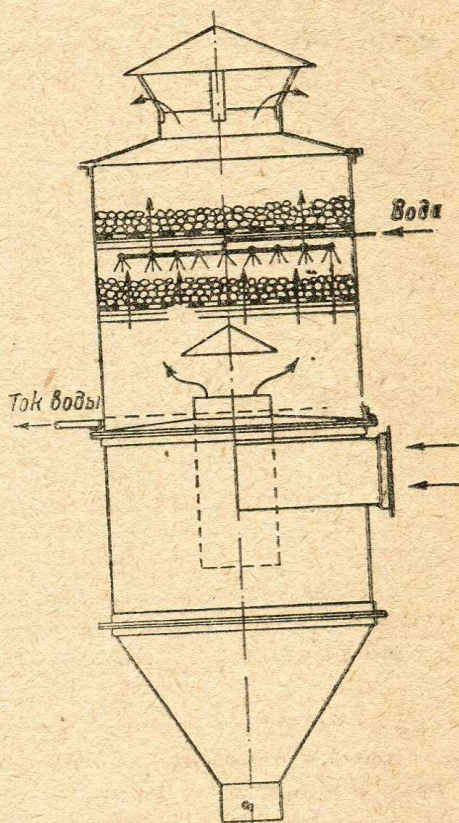
Уничтожение подсоса достигается при установке края конуса на расстоянии 100—200 мм от внутренней стенки циклона; образующая кольцевая щель указанной ширины вполне достаточна для прохода отделившейся пыли. При чрезмерном сужении кольцевой щели, например до 30—50 мм, в пылевом отверстии возникает давление, большее атмосферного, что также недопустимо, ибо в этом случае неизбежно будет наблюдаться пыление через щели пылесборной камеры.

Таким образом конус для уничтожения подсоса обязательно должен быть установлен так, чтобы имела возможность установки его на желательной высоте. Кроме того, против конуса желательно иметь, как это сделано в циклоне Кларка (см. фиг. 221), смотровое окно. При наличии двух расположенных друг против друга остекленных отверстий мы можем, наблюдая за направлением запыленных потоков, точно установить конус на нужной высоте. В рамках смотровых окошек нужно при этом предусмотреть приспособление, позволяющее обтирать стекла изнутри без необходимости вскрытия окон.

Уменьшения подсоса и уничтожения его можно достигнуть спуском противодождевого колпака циклона. Эта мера, однако, повышает сопротивление циклона вследствие увеличения потерь на выходе.

Совершенно ясно, что всяким повышением сопротивления в выхлопной трубе можно добиться повышения давления в циклоне, уничтожения зоны разрежений и ликвидации подсоса.

Так например, в одном из типов американских циклонов, которыми оборудован Херсонский элеватор (фиг. 282, слева), при входе в выхлопную трубу установлен короткий патрубок диаметром 460 мм, имеющий внутри поворотную заслонку. Прикрывая заслонку, мы заставляем весь воздух проходить через выпрямляющие поток радиальные лопасти, уменьшаем площадь отверстий входа в трубу, увеличиваем сопротивление ее, благодаря чему



Фиг. 283. Циклон комбинированный, орошаемый щеточным фильтром

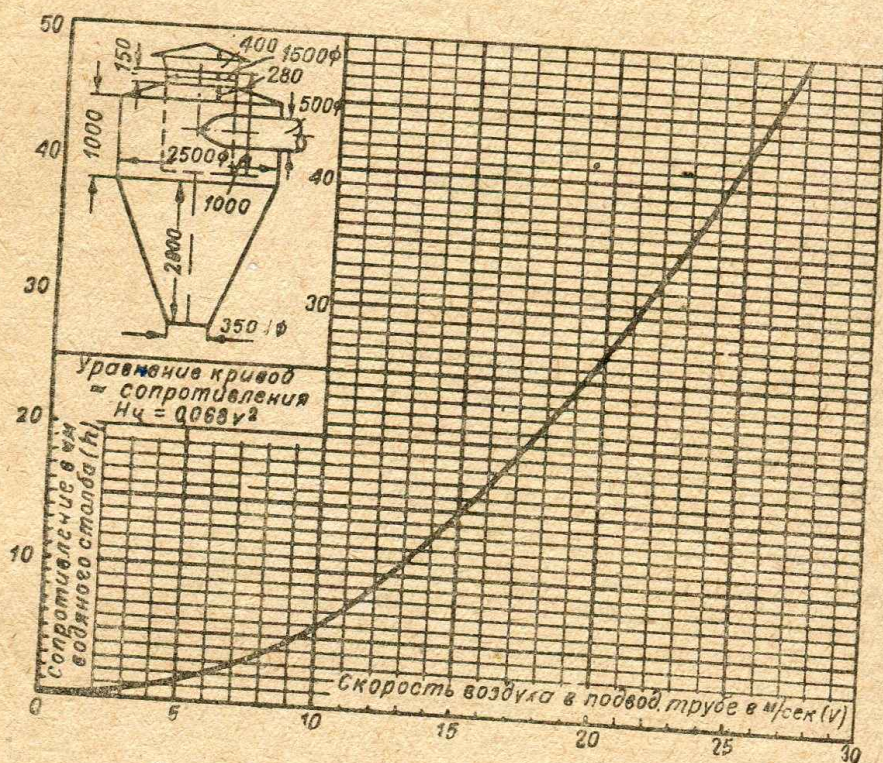
давление во всех точках объема циклона повышается, и подсос уничтожается.

Эти способы не следует, однако, рекомендовать, ибо они связаны с дополнительными затратами энергии. Установка же конуса против пылевого отверстия сопротивления циклона не повышает.

Следует отметить, что выпрямление потока в выхлопной трубе способствует уменьшению подсоса.

На наших предприятиях циклоны устанавливаются, как правило, на нагнетательной линии. В случае же установки циклона на всасывающей линии наиболее надежным способом уничтожения подсоса является установка шлюза, подобного применяемому в разгрузителях пневматических транспортеров.

В ряде конструкций циклонов применяются детали, которые должны понижать интенсивность вихреобразований у поверхности конической части



Фиг. 284. Сопротивление циклона завода „Красное знамя“ (Ростов-Дон)

циклона и способствовать выводу из циклона всего количества пыли, двигающейся у внутренних стенок его.

К числу таких приспособлений следует отнести устройство ребер в конической части циклона, покрытие ее сеткой или перфорированным листом, через отверстия которого должна проваливаться осажденная пыль, чтобы дальше, не подвергаясь интенсивному воздействию воздушных потоков, скользить по стенкам циклона к выходу из циклона.

Способ улавливания пыли в выхлопной трубе изложен при описании циклона Кларка (см. фиг. 221). Более надежный способ заключается в комбинировании циклона с простейшим орошаемым фильтром из щебня, гальки или кокса (фиг. 283). Такой комбинированный циклон применим на элеваторах и в зерноочистительных отделениях при установке циклонов внутри здания, что должно уменьшить воздухообмен и повысить температуру воздуха в помещении.

Дополнительные сопротивления, вызываемые орошаемым фильтром, должны окупиться уменьшением расхода топлива на поддержание заданной температуры воздуха.

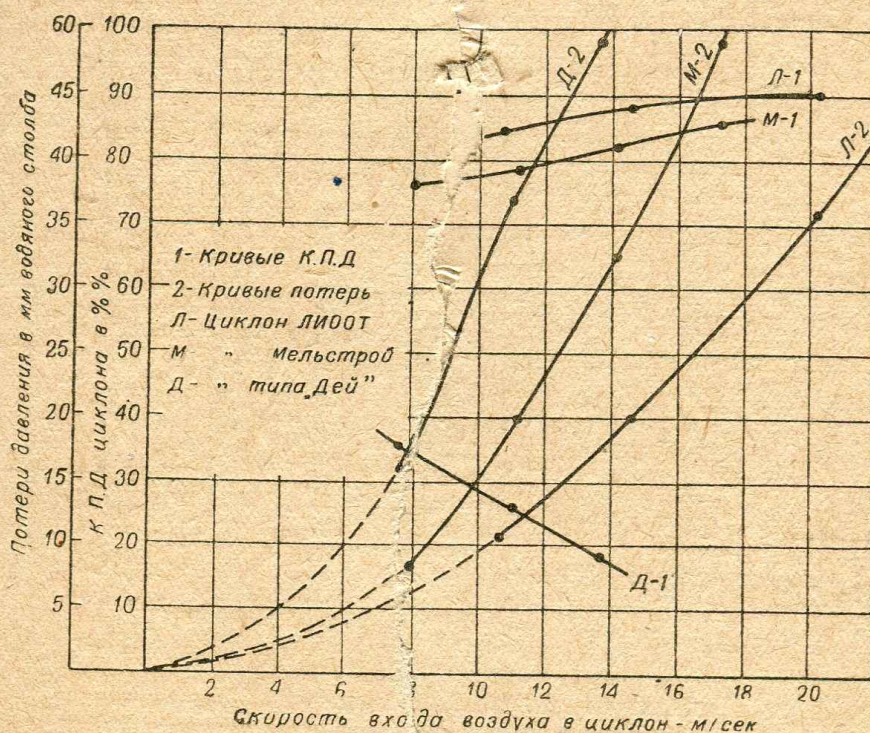
Потери давления в циклонах с достаточной степенью точности можно считать пропорциональными квадрату скорости, ибо потоки в циклоне отличаются высокой степенью турбулентности. Непосредственный опыт подтверждает правильность этого положения. На фиг. 284 приведена кривая сопротивления одного из циклонов, построенная по результатам испытаний, произведенных проф. Левковым (1928 г.).

Сопротивление циклона, размеры и форма которого приведены на фиг. 284, оказалось равным

$$H_{\text{ц}} = 0,068 v_{\text{вх}}^2 \text{ мм вод. ст.} \quad (43-7)$$

Более удобно выражать сопротивление циклонов в долях динамического напора, т. е. приводившимся уже коэффициентом сопротивления, вполне аналогичным коэффициентам сопротивлений фасонных деталей; при этом

$$H_{\text{ц}} = \zeta_{\text{ц}} \frac{\gamma v_{\text{вх}}^2}{2g}. \quad (43-8)$$



Фиг. 285. Кривые, характеризующие работу циклонов

Приводимые величины $\zeta_{\text{ц}}$ обычно учитывают также потери при выходе воздуха из циклона (динамический напор выхода).

Величины коэффициентов сопротивлений для ряда конструкций циклонов приводились уже выше. Однако для оценки качества работы циклона недостаточно иметь представление только о величине потерь в нем. Необходимо принимать во внимание к. п. д. его при работе на пыли того или иного рода.

Пример кривых, характеризующих собой работу циклона, приведен на фиг. 285. Кривые эти относятся к циклонам, испытанным инж. Коузовым (1934 г.) на Мариупольском портовом элеваторе; размеры циклонов и дисперсность пыли приведены на фиг. 286 и 287.

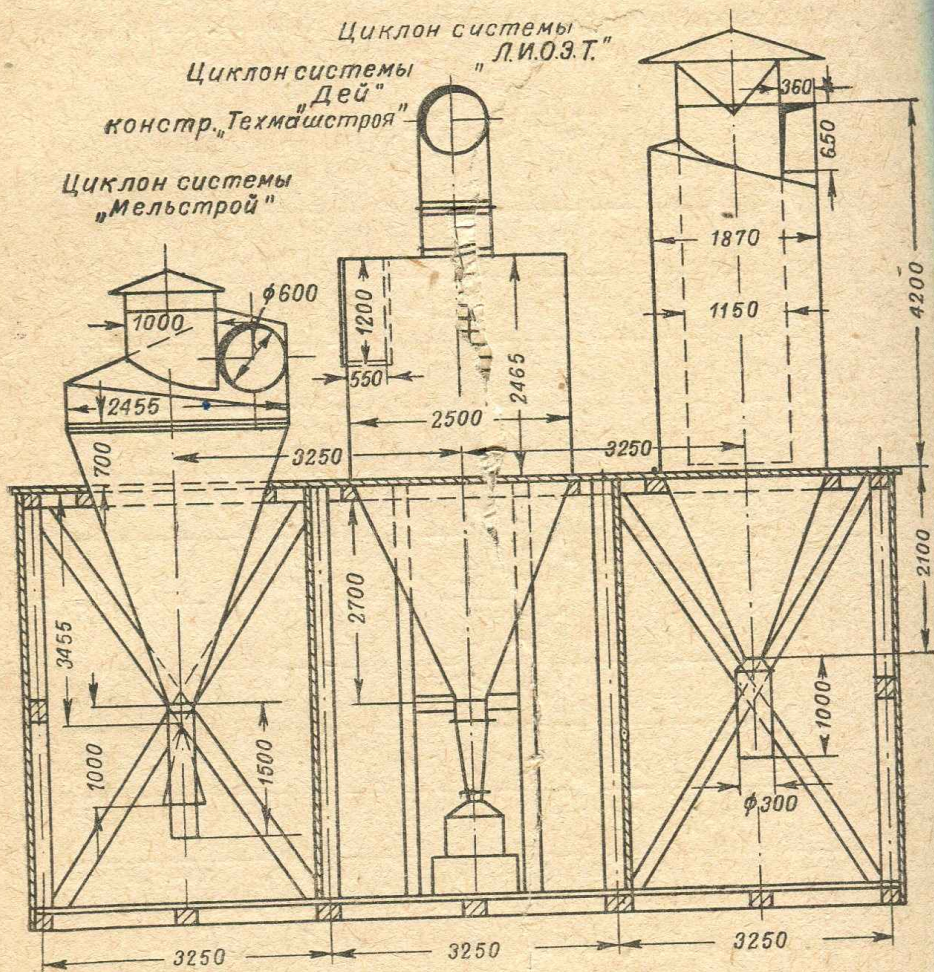
Кривые эти ясно показывают, что из сравниваемых трех конструкций наилучшими качествами отличается циклон „ЛЮОТ“, дающий более высокий к. п. д. и меньшие, чем в остальных двух циклонах, потери давления.

Из приведенных кривых ясно также, что циклон Союзпродмашины типа „Дей“ работает не как циклон, а как обычная пылесобирающая камера, т. е.

за счет уменьшения скорости воздуха. Обстоятельство это подчеркивается понижением к. п. д. с увеличением скорости входа, т. е. противоположным обычному для циклонов направлению кривой к. п. д.

Имея кривые к. п. д. циклона и размеры пыли, поступавшей в него с воздухом (фиг. 287), мы можем судить о величине минимальной частицы, осаждаемой в циклоне (d_n). Так например, циклон типа „Дей“ при скорости входа около 14 м/сек. осаждает всего лишь 18% пыли (фиг. 285). Следовательно (см. фиг. 287), размеры частиц, осаждаемых при этой скорости, равны, а иногда и более 240 микрон.

Совершенно понятно, что приведенные кривые к. п. д. относятся лишь к пыли, состав которой дан на фиг. 287. Более удобно представлять харак-



Фиг. 286. Размеры циклонов, характеристика которых приведена на фиг. 285

теристики циклонов, давая зависимость между скоростью входа и размером наименьшей осаждаемой частицы определенного уд. веса (напр., при $\gamma_n = 1 \text{ г/см}^3$).

Такие характеристики циклонов, если бы они были составлены для каждой выпускаемой конструкции, и размеры давали бы возможность легко и точно подобрать необходимый циклон, удовлетворяющий заданному объему воздуха, составу пыли и необходимому к. п. д.

Наличие таких характеристик циклонов ликвидировало бы в дальнейшем те большие дефекты в их работе, которые имеются в настоящее время на значительном количестве наших предприятий.

3. Подбор циклона к проектируемой сети. Задача подбора циклона к рассчитываемой сети заключается обычно в следующем. По заданному количеству воздуха, по характеру пыли и необходимому к. п. д. надо определить основные размеры циклона и величину потерь в нем.

Задача эта может быть решена путем подбора такого циклона, в котором время пребывания наименьших, подлежащих отделению частиц пыли будет равно необходимому для этого времени, определяемому выражением (43—5).

Придадим этому выражению более удобный для практических целей вид.

Для этого выразим ω через скорость входа воздуха в циклон ($v_{вх}$) и заменим наружный и внутренний радиусы r_n и r_s соответствующими диаметрами циклона D_n и D_s (фиг. 268).

Средняя скорость воздуха в цилиндрической части циклона меньше входной скорости примерно в 1,4—1,6 раза, как это показали исследования, изложенные нами выше.

Таким образом средняя скорость воздуха в циклоне равна в общем виде

$$v_{ц} = a v_{вх}, \quad (43-9)$$

где a — коэффициент уменьшения скорости в циклоне, колеблющийся для цилиндрической части в пределах 0,60—0,70.

Средняя окружная скорость в рабочем канале циклона, принимая распределение скоростей аналогичным распределению их в твердом теле, равна

$$\omega = \frac{v_{ц}}{r_c}.$$

Выражая средний радиус r_c через диаметры циклона

$$r_c = \frac{D_n + D_s}{4}$$

и подставляя в выражение ω значение $v_{ц}$, получим

$$\omega = \frac{4 a v_{вх}}{D_n + D_s}. \quad (43-10)$$

Учитывая также, что

$$\lg \frac{r_n}{r_s} = \lg \frac{D_n}{D_s},$$

мы можем, подставляя полученное значение ω , написать выражение необходимого времени (43—5) в следующем виде:

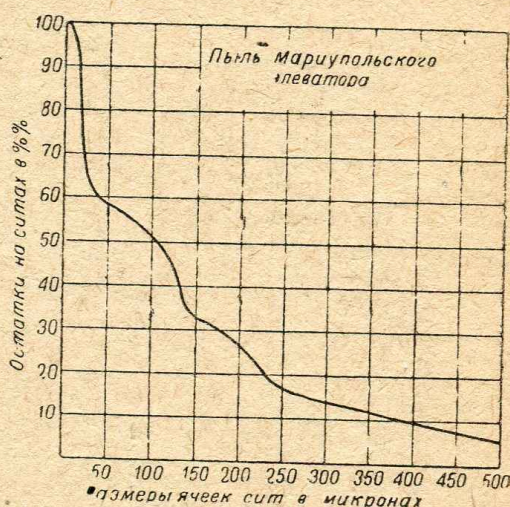
$$t = \frac{(D_n + D_s)^2 \lg \frac{D_n}{D_s}}{2,14 \times 10^4 a^2 \gamma_n d_n^2 v_{вх}^2}. \quad (43-11)$$

Все величины в этой формуле выражены в системе м-кг-сек.

Учитывая незначительность величин d_n , мы можем для удобства выразить их в миллиметрах, оставляя размерность остальных величин неизменной. При этом условии

$$t = \frac{46,7}{\gamma_n} \left(\frac{D_n + D_s}{a v_{вх} d_n} \right)^2 \lg \frac{D_n}{D_s} \text{ сек.} \quad (43-12)$$

В большинстве случаев при подборе циклонов приходится из серии их, производимой тем или иным заводом, выбрать таких размеров циклон, который удовлетворял бы заданным условиям.



Фиг. 287. Крупнота элеваторной пыли (к характеристикам циклонов, приведенным на рис. 284)

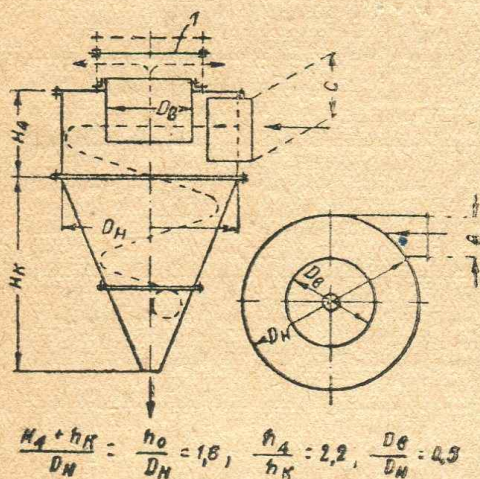
Таблицы размеров циклонов, производимых различными заводами, даны в приложениях; кроме того, на фиг. 288 показана одна из серий геометрически подобных циклонов.

При такой постановке задачи подбора размеров циклона одно из возможных ее решений представляется в следующем виде.

Заданы следующие величины: пропускная способность циклона (q м³/сек.), состав пыли по крупноте (кривая крупноты или величины остатков на ситах) и требуемый к. п. д. циклона.

Определению подлежат основные размеры циклона. Заметим, что определению подлежат не все величины, а только те, от которых зависит величина t ; при этом некоторые размеры мы можем назначить, исходя из каких-либо общих для всех циклонов соображений.

Так например, мы можем назначить скорость входа воздуха в циклон, определив величину ее из условий наименьшей стоимости эксплуатации. По величине $v_{вх}$ и заданному q м³/сек мы можем из таблицы размеров серии



Фиг. 288. Серия геометрически подобных циклонов

| № | D_n | h_n | h_k | $b \times c$ | D_g | Пропускная способность циклона по данным завода Q м ³ /мин |
|---|-------|-------|-------|--------------|-------|--|
| 1 | 1000 | 500 | 1120 | 200×400 | 500 | 100 |
| 2 | 1200 | 600 | 1340 | 240×480 | 600 | 150 |
| 3 | 1400 | 700 | 1560 | 280×560 | 700 | 225 |
| 4 | 1600 | 800 | 1785 | 320×640 | 800 | 300 |
| 5 | 1800 | 900 | 2015 | 360×720 | 900 | 375 |
| 6 | 2000 | 1000 | 2230 | 400×800 | 1000 | 450 |
| 7 | 2200 | 1100 | 2460 | 440×880 | 1100 | 550 |
| 8 | 2400 | 1200 | 2680 | 480×960 | 1200 | 650 |

циклонов подобрать такой номер его, у которого площадь входного отверстия была бы близка к нужной нам величине площади сечения входа, т. е. к $F_{вх} = \frac{q}{v_{вх}}$.

Из приведенных ранее данных и кривых к. п. д. циклона, изображенных на фиг. 295, видно, что в большинстве случаев повышать входную скорость против $v_{вх} = 18-20$ м/сек нецелесообразно, ибо к. п. д. циклона растет при этом крайне мало.

Предварительно определив таким образом номер циклона, мы тем самым определили величины D_n и D_g .

Величину диаметра наименьшей подлежащей осаждению в циклоне частицы (d_n) мы находим, как это уже было показано выше, по кривой крупноты пыли и заданной величине к. п. д. его.

Следовательно, мы можем определить время, которое должна проработать в данном циклоне наименьшая отделяемая частица.

Предварительно подобранный циклон может и не обеспечивать нужной длительности пребывания частицы в циклоне. Это зависит от его высоты: чем больше высота циклона, тем, понятно, длительнее время пребывания частицы в циклоне. В данном случае речь идет о той части высоты, на которой происходит отделение частиц от воздуха. Назовем эту высоту рабочей высотой циклона и определим необходимую величину ее.

При выводе значения t мы считали ориентировочно рабочей высотой только высоту цилиндрической части его; это достаточно правильно для циклонов с от-

носителем небольшой высотой конуса (h_k), т. е. для циклонов цилиндрического типа. Сохраним это условие и для дальнейших рассуждений.

Для отделения частицы от воздуха в циклоне необходимо, чтобы длина пути ее была равна

$$L = v_{\text{ц}} t = a v_{\text{ex}} t \text{ м.}$$

За один полный оборот по окружности среднего диаметра частицы совершает путь

$$\pi D_{\text{cp}} = \frac{\pi (D_n + D_s)}{2} \text{ м.}$$

Следовательно, для того чтобы частица прошла путь длиной L м, необходимо, чтобы она совершала следующее число полных оборотов в цилиндрической части циклона:

$$n = \frac{L}{\pi D_{\text{cp}}} = \frac{2 a v_{\text{ex}} t}{\pi (D_n + D_s)} = \frac{0,637 a v_{\text{ex}} t}{D_n + D_s}.$$

Для обеспечения возможности совершения частицей этого числа полных оборотов необходимо иметь высоту рабочей части циклона, равную

$$h_p = n h, \text{ м,}$$

где h — высота спирального потока в циклоне, которая определяется следующим уравнением расхода:

$$q = \frac{D_n - D_s}{2} h v_{\text{ц}}.$$

Отсюда высота потока в циклоне равна

$$h = \frac{2q}{v_{\text{ц}} (D_n - D_s)} = \frac{2q}{a v_{\text{ex}} (D_n - D_s)}.$$

Следовательно, необходимая высота рабочей части циклона должна быть равна

$$h_p = n h = \frac{0,637 a v_{\text{ex}} t}{D_n + D_s} \frac{2q}{a v_{\text{ex}} (D_n - D_s)} = \frac{1,27 q t}{D_n^2 - D_s^2}.$$

Подставляя сюда выражение t ф-лы (43—12), получим необходимую высоту рабочей части циклона:

$$h_p = \frac{59,5 q \lg \frac{D_n}{D_s}}{\gamma_n (a v_{\text{ex}} d_n)^2} \frac{D_n + D_s}{D_n - D_s} \text{ м.} \quad (43-13)$$

Если высота цилиндрической части предварительно выбранного циклона ($h_{\text{ц}}$) не меньше h_p , то циклон этот удовлетворяет поставленным в задании требованиям.

Из полученного выражения h_p ясно, что высота циклона обратно пропорциональна квадрату диаметра наименьшей частицы, подлежащей отделению. Желая уменьшить вдвое размер наименьшей осаждаемой частицы, мы должны при всех прочих равных размерах вчетверо увеличить высоту циклона.

Следует отметить, что подбор циклона этим методом не может, конечно, дать однозначного решения. Можно подобрать несколько циклонов, имеющих различные абсолютные величины D_n , D_s и h_k , но одинаково удовлетворяющие требованиям задания. Кроме того, с уменьшением диаметров циклона и уве-

носителем небольшой высотой конуса (h_k), т. е. для циклонов цилиндрического типа. Сохраним это условие и для дальнейших рассуждений.

Для отделения частицы от воздуха в циклоне необходимо, чтобы длина пути ее была равна

$$L = v_{\text{ц}} t = a v_{\text{ex}} t \text{ м.}$$

За один полный оборот по окружности среднего диаметра частицы совершает путь

$$\pi D_{\text{cp}} = \frac{\pi (D_n + D_s)}{2} \text{ м.}$$

Следовательно, для того чтобы частица прошла путь длиной L м, необходимо, чтобы она совершала следующее число полных оборотов в цилиндрической части циклона:

$$n = \frac{L}{\pi D_{\text{cp}}} = \frac{2a v_{\text{ex}} t}{\pi (D_n + D_s)} = \frac{0,637 a v_{\text{ex}} t}{D_n + D_s}.$$

Для обеспечения возможности совершения частицей этого числа полных оборотов необходимо иметь высоту рабочей части циклона, равную

$$h_p = nh \text{ м,}$$

где h — высота спирального потока в циклоне, которая определяется следующим уравнением расхода:

$$q = \frac{D_n - D_s}{2} h v_{\text{ц}}.$$

Отсюда высота потока в циклоне равна

$$h = \frac{2q}{v_{\text{ц}} (D_n - D_s)} = \frac{2q}{a v_{\text{ex}} (D_n - D_s)}.$$

Следовательно, необходимая высота рабочей части циклона должна быть равна

$$h_p = nh = \frac{0,637 a v_{\text{ex}} t}{D_n + D_s} \frac{2q}{a v_{\text{ex}} (D_n - D_s)} = \frac{1,27 qt}{D_n^2 - D_s^2}.$$

Подставляя сюда выражение t ф-лы (43—12), получим необходимую высоту рабочей части циклона:

$$h_p = \frac{59,5 q \lg \frac{D_n}{D_s}}{\gamma_n (a v_{\text{ex}} d_n)^2} \frac{D_n + D_s}{D_n - D_s} \text{ м.} \quad (43-13)$$

Если высота цилиндрической части предварительно выбранного циклона ($h_{\text{ц}}$) не меньше h_p , то циклон этот удовлетворяет поставленным в задании требованиям.

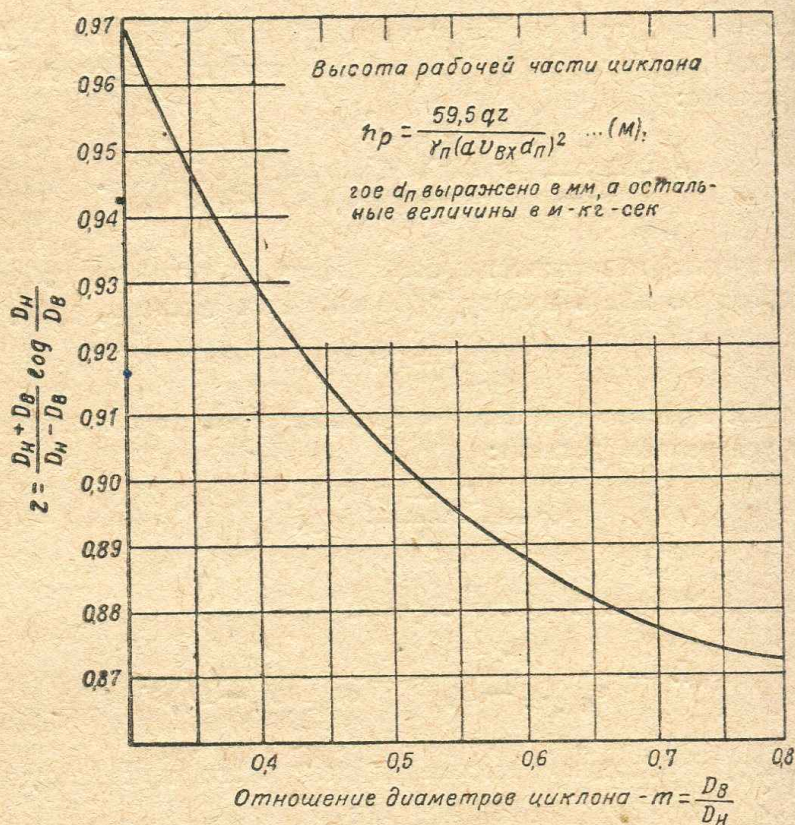
Из полученного выражения h_p ясно, что высота циклона обратно пропорциональна квадрату диаметра наименьшей частицы, подлежащей отделению. Желая уменьшить вдвое размер наименьшей осаждаемой частицы, мы должны при всех прочих равных размерах вчетверо увеличить высоту циклона.

Следует отметить, что подбор циклона этим методом не может, конечно, дать однозначного решения. Можно подобрать несколько циклонов, имеющих различные абсолютные величины D_n , D_s и h_k , но одинаково удовлетворяющие требованиям задания. Кроме того, с уменьшением диаметров циклона и уве-

личением скорости входа величина h_p будет резко уменьшаться. Следовательно, при постоянных q и d_n меньший по размерам циклон, геометрически подобный большему, всегда будет давать более высокую степень очистки. Однако установка малых циклонов на большие объемы воздуха недопустима, ибо при этом резко возрастает сопротивление циклона. Поэтому для пыли, характерной для мельниц и особенно элеваторов, не следует сколько-нибудь значительно превышать скорость входа против 20 м/сек.

Изложенным ходом рассуждений и полученными выражениями можно воспользоваться не только для подбора циклона, но и для расчета его с целью изготовления.

Следует, конечно, помнить, что все приведенные формулы приближенные, полученные при ряде допущений, перечисленных выше. Кроме того, постоян-



Фиг. 289. Величина множителя z в выражении высоты рабочей части циклона

ные величины этих формул даны для условий стандартного воздуха и значений $Re < 1$. Изменения, вызываемые отклонением от этих условий, нетрудно внести, ориентируясь на ход произведенных рассуждений.

Выражение (43—13), являющееся основным при подборе и расчете циклонов, может быть упрощено и представлено в следующем виде:

$$h_p = \frac{59,5 q z}{\gamma_n (a v_{вх} d_n)^2}, \quad (43-14)$$

где, если через m обозначить отношение $\frac{D_v}{D_n}$,

$$z = \frac{D_n + D_v}{D_n - D_v} \lg \frac{D_n}{D_v} = \frac{1+m}{1-m} \lg \frac{1}{m} \quad (43-15)$$

Величина z , являющаяся функцией лишь отношения диаметров циклона, дана в зависимости от m на фиг. 289. Из приведенной кривой видно, что z , а следовательно, и высота циклона ощутительно уменьшаются до величины $m \cong 0,65$, после чего кривая $m - z$ идет весьма полого. Поэтому верхним пределом D_v мы называли ранее величину $0,65 D_n$.

Применение кривой $m-z$ упрощает и ускоряет расчеты, связанные с подбором и конструированием циклонов.

В заключение приведем сводку приближенных формул для ориентировочного подбора или расчета размеров циклонов:

$$D_s = \text{от } 0,065 \sqrt{Q} \text{ до } 0,050 \sqrt{Q} \quad (43-16)$$

$$D_k = \text{от } 1,6 D_s \text{ до } 2,0 D_s \quad (43-17)$$

$$h_p = h_u = \frac{2Q}{\gamma_n v_{sx}^2 d_n^2} \quad (v_{sx} = \text{от } 15 \text{ до } 20 \text{ м/сек.}) \quad (43-18)$$

$$h_k = \frac{D_k - D_o}{2 \operatorname{tg} \frac{\delta}{2}} \quad (D_o - \text{диаметр отверстия для вывода пыли, равный примерно}$$

200 мм; δ — угол раскрытия конуса циклона, равный или меньший 70°).

(43-19)

$$b = \frac{D_k - D_s}{2}; \quad c = \frac{Q}{60 v_{sx} b}, \text{ где } b \text{ и } c \text{ размеры входного отверстия циклона}$$

(фиг. 288)

(43-20)

Формулы эти даны для скорости выхода воздуха из циклона в пределах от 5 до 8 м/сек. для m от 0,5 до 0,6, для a от 0,65 до 0,70. Следует помнить, что в ф-ле (43-18) величина d_n выражена в мм, а остальные величины в м-кг-сек.

Параллельное соединение циклонов целесообразно, так как позволяет заменить один большой циклон несколькими меньшими при той же эффективности очистки.

Последовательное соединение циклонов, встречающееся иногда на наших предприятиях, как ясно из самой сущности работы циклонов, не может сколько-нибудь ощутительно повысить эффект пылеотделения. Вследствие этого последовательно соединять их, как правило, не следует.

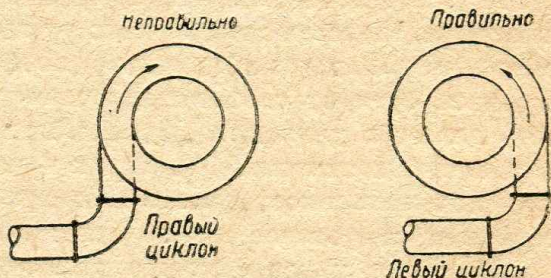
Для повышения эффекта пылеотделения нужны большевысотные циклоны, которые в случае невозможности установки их из-за большой высоты следует соединять в группы для параллельной работы. Применение большевысотных циклонов даже в размольных отделениях практикуется на американских мельницах.

Выхлопные трубы циклонов следует всегда выводить выше уровня кровли здания. Возникающие при этом дополнительные потери напора весьма незначительны. При выходе выхлопного отверстия выше уровня кровли мы избегаем запыления стен и окон заводских зданий и территории предприятия. Остаток тонкой пыли, выбрасываемый циклоном на высоте 25—35 м от поверхности земли, распределяется по громадной территории, и вред, причиняемый этой пылью, сводится к минимуму.

Действительно, если циклон даже выбрасывает достаточно крупные пылинки (размером 0,05 мм), то при расположении выбрасывающего отверстия на высоте 25 м и при незначительной скорости ветра (всего лишь 2 м/сек.) минеральная пыль распределится по территории с радиусом большим

$$l = h \frac{v_s}{v_n} = 25 \frac{2,0}{0,2} = 250 \text{ м} \quad (39-2)$$

(v_n — взято по таблице 17). Следует отметить, что принятая для этого примера средняя годовая скорость ветра весьма невелика; для подавляющего большинства населенных и промышленных пунктов Союза она более 2 м/сек.



Фиг. 290. Подвод воздуха к циклону

Подвод воздуха к циклону следует осуществлять таким образом, чтобы он не препятствовал, а способствовал процессу пылеотделения в циклоне (фиг. 290).

Коэффициенты сопротивления циклонов различных конструкций уже указывались нами выше при описании их. Ниже приводится сводка коэффициентов сопротивлений для описанных конструкций; коэффициенты эти относятся к скорости входа воздуха в циклон и включают в себя потери при выходе воздуха из циклона (табл. 29).

Таблица 29

Сводка коэффициентов сопротивлений циклонов

| Конструкции циклонов | № фигур | Коэффициент сопротивления |
|--|--------------|---------------------------|
| Мельстрой | 279—286 | 2,5—2,8 |
| Дей | 280—286 | 4,0—4,2 |
| Леоот | 286 | 1,5—2,5 |
| Винтовой Смухлина (при 6 витках) | 277 | 2,7—3,0 |
| „Красное знамя“ | 284 | 1,1—1,2 |
| Циклон с винтовыми направляющими | 273 | 1,2—1,5 |
| James Stewart | 282 (справа) | 5,8 |

Из табл. 29 видно, что коэффициенты сопротивления циклонов резко изменяются в зависимости от конструкции. Совершенно понятно, что даже для одной и той же конструкции коэффициент сопротивления будет изменяться в зависимости от соотношения размеров циклона. Так например, нельзя считать для всех циклонов „Леоот“ коэффициент сопротивления равным 1,5, ибо величина эта относится только к циклону, размеры которого даны на фиг. 286; с увеличением высоты этого циклона при сохранении того же диаметра коэффициент сопротивления его будет по понятным причинам увеличиваться.

Потери в циклоне можно рассматривать, как составляющиеся из следующих величин:

- 1) потерь, возникающих в циклоне вследствие вращения потока по винтовой линии в рабочем канале циклона;
- 2) потерь при входе в выхлопную трубу;
- 3) потерь по длине выхлопной трубы;
- 4) потерь при выходе воздуха из циклона.

Первая из перечисленных потерь приближенно может быть определена, как потеря в изогнутом винтовом канале. Вторая и третья потери могут быть найдены обычными методами, употребляющимися при расчете воздухопроводов. Определение это будет также только приближенным, ибо условия входа в выхлопную трубу и течения в ней отличаются, как известно, от обычных. Четвертая потеря равна потере динамического напора выхода из выхлопной трубы и потере в дефлекторе при наличии его. Коэффициент сопротивления обычного противодождевого колпака равен 1,1 (отнесен к скорости в выхлопной трубе).

При отсутствии дополнительных сопротивлений при входе в выхлопную трубу (выпрямляющих решеток, поворотных задвижек и пр.) первые три потери могут быть приближенно определенными по следующей формуле:

$$\zeta = \frac{0,3 h_p (D_n - D_s)^{1,6}}{(3D_s + D_n)^{0,6} F_{sx}} \quad (43-21)$$

Этот коэффициент сопротивления относится к скорости входа воздуха в циклон. Приведенное выражение получено нами для циклонов цилиндрического типа, выхлопная труба которых равна по длине высоте цилиндрической части циклона; при небольшом конусе (h_n) высота рабочей части циклона (h_p) может быть принята равной высоте цилиндрической части (h_n).

Для упрощения вычислений по ф-ле (43—21) можно воспользоваться табл. 30, значения которой округлены до второго десятичного знака, что вполне достаточно для той степени точности, которую дает ф-ла (43—21).

Таблица 30

Вспомогательная таблица для вычисления коэффициента сопротивления циклона

| $3D_s + D_n = A$ | $A^{0,6}$ | $D_n - D_s$ | $(D_n - D_s)^{1,6}$ |
|------------------|-----------|-------------|---------------------|
| 1,8 | 1,42 | 0,20 | 0,076 |
| 2,0 | 1,52 | 0,25 | 0,11 |
| 2,2 | 1,60 | 0,30 | 0,15 |
| 2,4 | 1,69 | 0,35 | 0,19 |
| 2,6 | 1,77 | 0,40 | 0,23 |
| 2,8 | 1,85 | 0,45 | 0,28 |
| 3,0 | 1,93 | 0,50 | 0,33 |
| 3,2 | 2,01 | 0,55 | 0,39 |
| 3,4 | 2,08 | 0,60 | 0,44 |
| 3,6 | 2,16 | 0,65 | 0,50 |
| 3,8 | 2,23 | 0,70 | 0,56 |
| 4,0 | 2,30 | 0,75 | 0,63 |
| 4,2 | 2,36 | 0,80 | 0,70 |
| 4,4 | 2,43 | 0,85 | 0,77 |
| 4,6 | 2,50 | 0,90 | 0,84 |
| 4,8 | 2,56 | 0,95 | 0,92 |
| 5,0 | 2,62 | 1,00 | 1,00 |

• Пример 57. Определить величину потерь в циклоне, основные размеры которого $h_p = 4,0$ м; $D_n = 0,85$ м; $D_s = 0,51$ м; $F_{sx} = 0,17 \times 0,49 = 0,083$ м². Выхлопная труба циклона прикрыта обыкновенным противодождевым колпаком.

• Решение. Коэффициент сопротивления собственно циклона равен по формуле (43—21)

$$\zeta = \frac{0,3 \times 4,0 (0,85 - 0,51)^{1,6}}{(1,53 + 0,85)^{0,6} 0,083} = 1,55.$$

Потери в самом циклоне при скорости входа, равной 20 м/сек., составляют

$$H_u = \zeta \frac{\rho v_{ax}^2}{2} = 1,55 \times 0,061 \times 20^2 = 37,8 \text{ мм вод. ст.}$$

Потери при выходе из циклона: скорость воздуха в выхлопной трубе равна 8 м/сек., коэффициент сопротивления при простом колпаке 1,1, следовательно,

$$H_{вых} = 1,1 \times 0,061 \times 8^2 = 4,3 \text{ мм вод. ст.}$$

Полная величина потерь

$$H_{ит} = H_u + H_{вых} = 37,8 + 4,3 = 42,1 \text{ мм вод. ст.}$$

4. Последовательное соединение циклонов с нагнетательными фильтрами. Испытания циклонов „Леоот“ на элеваторной пыли показали, что достигаемый при их помощи коэффициент очистки не превышает все же 90—97%.

Следовательно, при запыленности воздуха, поступающего в циклоны, в пределах 1500—2000 мг/м³, при наличии на элеваторе всего лишь 5—6 цикло-

нов производительностью по 15 000 м³/час каждым из циклонов будет выбрасываться на территорию предприятия 200—300 кг пыли ежедневно, что приведет достаточно быстро к антисанитарному состоянию этой территории.

Мероприятия, предупреждающие эту возможность, могут заключаться в следующем:

1) установка циклонов по возможности выше уровня заводской площадки, что приводит к рассеиванию пыли на большие площади и, следовательно, к уменьшению концентрации ее;

2) вторичная очистка воздуха, выходящего из циклонов, более эффективными пылеотделителями, в частности нагнетательными фильтрами.

Первое решение является обычным для американских и европейских элеваторов. Но в условиях строительства здоровых социалистических городов, при расположении элеватора на территории города такое решение не является приемлемым.

Опыт вторичной очистки воздуха после циклонов нагнетательными фильтрами был осуществлен еще в 1928 г. на элеваторе мельницы № 52 в Одессе. Опыт этот был неудачен, ибо фильтр был установлен в производственном помещении на одном из этажей рабочей башни и до крайности запылял ее, вследствие чего установку эту пришлось удалить и вывести выхлопную трубу циклона выше крыши башни.

Начиная с 1935 г. в проектах предусматривается вторичная очистка воздуха нагнетательными фильтрами. В 1934—1935 гг. ЛИОЭОТ произвел испытание циклона, последовательно соединенного с вертикально-рукавным нагнетательным фильтром (на элеваторе комбината им. Ленина в Ленинграде).

При испытании циклона ЛИОЭОТ с $D_k = 1680$ мм, $D_e = 900$ мм, $h_k = 3520$ мм и $h_e = 1800$ мм было найдено, что при скорости входа в циклон воздуха в пределах 13—20 м/сек., при запыленности поступающего в циклон воздуха в пределах от 5,5 до 9,1 г/м³ коэффициент очистки колебался в пределах 91—95%. Коэффициент сопротивления циклона, охарактеризованного выше, был значительно больше, чем полученный при прежних испытаниях, и равнялся в среднем 3,5.

Испытание при последовательном соединении циклона с нагнетательным фильтром показало, что коэффициенты очистки и сопротивления не изменяются при этом сколько-нибудь значительно.

Следует отметить, что испытание велось при достаточно больших нагрузках ткани, а именно в пределах 90 до 190 м³/час × м². При этом были получены следующие величины запыленности воздуха, выходящего из рукавов фильтра:

| | | | |
|--|-------|---------|---------|
| нагрузка ткани в м ³ /час. × м ² | 83—97 | 114—148 | 152—187 |
| запыленность воздуха в мг/м ³ | 15—19 | 23—37 | 25—32 |

Таким образом несмотря на то, что коэффициент очистки фильтра колебался в пределах 95—98%, запыленность воздуха, выходящего из рукавов фильтра, в 3—5 раз превышала санитарную норму 5—10 мг/м³.

Преобладающее количество пылинок, вышедших из фильтра, имело размер до 1,5 микрона (от 55 до 99% всего количества). Наибольший размер пылинок доходил до 10—20 микрон (до 1%). Как известно, такого рода пыль наиболее опасна для дыхательных путей.

На основании описанных испытаний ЛИОЭОТ сделал заключение о целесообразности последовательного соединения циклонов с нагнетательными фильтрами.

Кроме этого испытания, в 1937 г. лабораторией отдела здравоохранения Моссовета было произведено испытание последовательного соединения циклона с американским звездчатым фильтром „Ниагара“ на комбинате им. Цюрупы, в Москве. Результаты этой работы подтверждают в общем данные первого испытания. Запыленность воздуха, вышедшего из рукавов звездчатого фильтра при нагрузке ткани в 165 м³/час × м², была равна 23 мг/м³.

На основе имеющихся испытаний последовательного соединения циклонов с нагнетательными фильтрами можно сделать следующие выводы:

1) подбор размеров циклонов и определение потерь в них при последовательном соединении можно вести точно так же, как и для самостоятельной работы их;

2) нагнетательные фильтры, работающие на вторичной очистке воздуха после циклонов, не следует устанавливать в производственных помещениях; помещение для фильтров нежелательно связывать непосредственно с башней во избежание запыления ее; помещение это должно быть расположено достаточно высоко над уровнем земли, должно организованно проветриваться (аэрация) и быть приспособлено для систематической, легкой и тщательной очистки от осадений пыли;

3) при выполнении этих условий нагрузка ткани фильтров может быть повышена до $160—180 \text{ м}^3/\text{час} \times \text{м}^2$, если это окажется экономически целесообразным для имеющихся конкретных условий; при установке фильтров внутри производственных помещений нагрузку ткани для соблюдения санитарной нормы необходимо, очевидно, понизить по крайней мере, в 3 раза.

Более целесообразным, нам кажется, проведение вторичной очистки воздуха после циклонов в промывных камерах, подобных описанной выше, способных дать почти полную очистку запыленного воздуха.

5. Подбор циклона для пневматического транспорта пыли. При расположении циклонов на значительном расстоянии от пылесборных камер наиболее удобным способом транспортирования пыли является пневматический, осуществляемый при помощи обычного вентилятора среднего или низкого давления в зависимости от протяженности и сложности сети. Для осаждения пыли над пылесборной камерой устанавливается обычный циклон, снабженный конусом для уменьшения подсоса воздуха через выходное отверстие.

Как показали испытания на элеваторе мельницы им. Ленина в Ленинграде, отсос воздуха от пылевого отверстия циклонов не изменяет ощутительно коэффициентов очистки и сопротивления. Испытания показали, что при концентрации пыли во входном отверстии основного циклона, равной от 3,6 до $6,6 \text{ г/м}^3$, перед циклоном пневматического транспорта наблюдалась концентрация в пределах от 41 до 66 г/м^3 .

Циклон пневматического транспорта следует подбирать на объем воздуха в пределах 10—15% от объема, поступающего в основные циклоны.

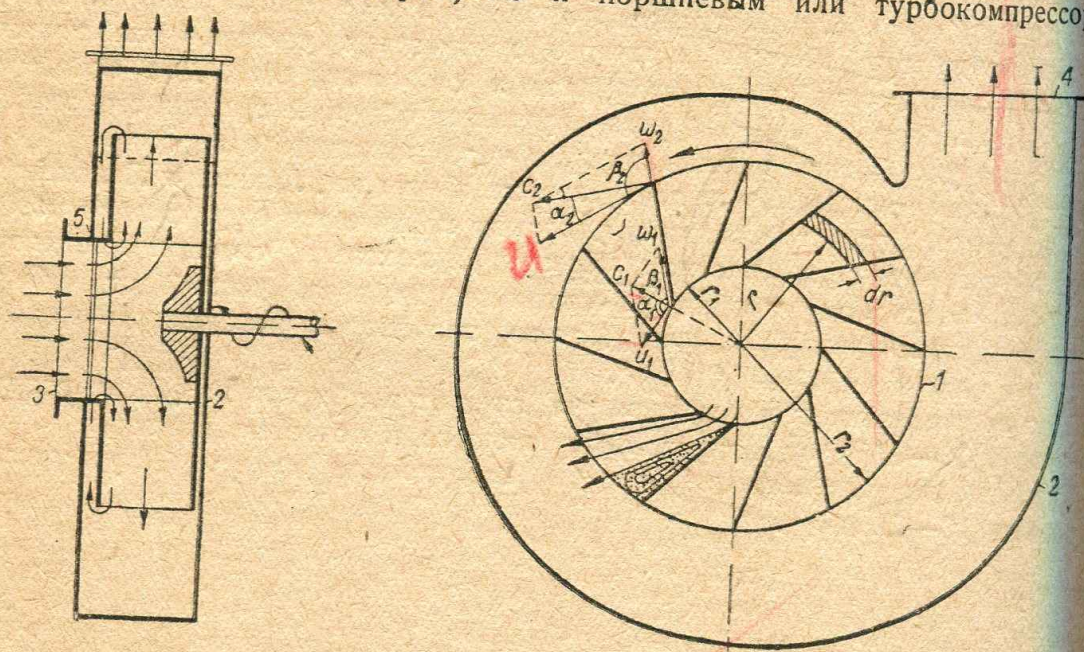
Скорость воздуха в пневматическом воздуховоде следует осуществлять в пределах 18—22 м/сек.

ПОДБОР ВЕНТИЛЯТОРА К РАССЧИТЫВАЕМОЙ СЕТИ

§ 44. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ О РАБОТЕ ВЕНТИЛЯТОРОВ

Вентиляторами называются машины, перемещающие воздух при небольших напорах, не превышающих нескольких сот миллиметров водяного столба.

Физическая сущность работы вентилятора состоит в повышении запаса механической энергии в передвигаемом им воздухе. Запас энергии в каждом кубическом метре воздуха характеризуется, как известно из уравнения Бернулли, величиной полного давления. Давление воздуха может быть повышено не только вентилятором, но и поршневым или турбокомпрессором.



Фиг. 291. Схема центробежного вентилятора

Однако применение этих двух видов машин целесообразно только при необходимости создания больших давлений или разрежений (свыше 1000 мм вод. ст.). Поршневые компрессоры, турбовоздуходувки, вакуумнасосы применяются на предприятиях мукомольно-элеваторной промышленности для целей пневматического транспортирования зерна, требующих относительно высоких разрежений или давлений.

На фиг. 291 схематически показан центробежный вентилятор, состоящий из вращающегося рабочего колеса 1, с лопастями той или иной формы и окружающего его спирального кожуха 2. При вращении колеса воздух, заполняющий пространство между лопатками, под влиянием центробежной силы начинает двигаться от центра колеса к внешней окружности его. Благодаря этому во всасывающем отверстии 3 образуется разрежение, и под действием атмосферного давления новые порции воздуха поступают в рабочее

колесо, замещая объемы, выброшенные колесом в кожух. Кожух вентилятора направляет выходящие из колеса струи воздуха к выхлопному отверстию 4 и, кроме того, уменьшает скорость их, преобразуя при этом, как в диффузоре, часть динамического напора в статический, повышая этим напор, развиваемый вентилятором.

Принцип действия вентилятора вполне аналогичен принципу действия центробежного насоса, особенно при небольших разностях давлений, когда воздух приближенно можно считать несжимаемым. Вследствие этого для расчета вентиляторов применяются те же методы, что и для центробежных насосов.

Ниже мы излагаем лишь основные понятия о работе вентиляторов, необходимые для правильного подбора их к рассчитываемой сети, отсылая за детальными данными об этих машинах к специальной литературе¹.

1. Теоретическая величина напора, развиваемого вентилятором. Рассмотрим процесс повышения давления вентилятором и определим напор, развиваемый им при вращении колеса с угловой скоростью ω , т. е. при окружных скоростях внутренних кромок лопаток, равных $u_1 = \omega r_1$ и внешних — $u_2 = \omega r_2$ (см. фиг. 291). Потери, возникающие в самом вентиляторе, учитывать при этом пока не будем.

Повышение общего давления вентилятором определяется следующими тремя причинами:

- 1) повышением давления под влиянием центробежных сил;
- 2) повышением статического давления при протекании воздуха в расширяющихся каналах, образуемых лопатками рабочего колеса (диффузорный эффект);
- 3) увеличением абсолютной скорости воздуха, входящего в рабочее колесо и выходящего из него.

Для определения величины повышения давления, вызываемого вращением рабочего колеса, выделим элементарную массу m , находящуюся на расстоянии r от оси вращения (см. фиг. 291). Элементарная работа центробежной силы в направлении радиуса колеса равна

$$dT = m\omega^2 r dr.$$

Работа за все время пребывания элементарной массы между лопатками рабочего колеса, т. е. на пути от r_1 до r_2 , равна

$$T_{1-2} = \int_{r_1}^{r_2} m\omega^2 r dr = m\omega^2 \frac{r_2^2 - r_1^2}{2} = \frac{m}{2} (u_2^2 - u_1^2).$$

Относя это приращение энергии к 1 м³ воздуха, т. е. заменяя массу m массой 1 м³ воздуха $\left(\frac{\gamma}{g}\right)$, мы получим, как известно (ур-ние 17—6), прирост давления, выраженного в кг/м² или в мм. вод ст.:

$$p_2 - p_1 = \frac{\gamma}{2g} (u_2^2 - u_1^2) = \frac{\rho}{2} (u_2^2 - u_1^2). \quad (44-1)$$

Величина эта представляет собой положительную разность давлений, т. е. повышение давления, вызванное вращением рабочего колеса возникающими при этом центробежными силами.

Воздух относительно лопаток колеса движется со скоростью, обозначенной через w (см. фиг. 291). Если в качестве первого приближения принять, что поток заполняет все сечение канала, образуемого лопатками и боковыми стенками колеса, то относительная скорость при выходе из колеса (w_2) всегда

¹ Из имеющейся обширной литературы о вентиляторах особенно следует рекомендовать книгу Поликовского, В. И., Вентиляторы, воздуходувки и компрессоры. тт. I и II, 1935—1936.

будет меньше относительной скорости при входе (w_1), что подобно тому, как это наблюдается в диффузорах, вызовет повышение статического давления.

Определить величину этого повышения давления можно из уравнения Бернулли, написанного без члена потерь (17—8):

$$H_{cm1} + \frac{\gamma w_1^2}{2g} = H_{cm2} + \frac{\gamma w_2^2}{2g}.$$

Отсюда

$$H_{cm2} - H_{cm1} = \frac{\rho}{2} (w_1^2 - w_2^2). \quad (44-2)$$

Следовательно, полная разность статических давлений на внешней и внутренней окружностях рабочего колеса будет равна сумме повышений давлений, вызванных центробежными силами и диффузорным эффектом, т. е.

$$\Delta H_{1.2} = (p_2 - p_1) + (H_{cm2} - H_{cm1}) = \frac{\rho}{2} (u_2^2 - u_1^2) + \frac{\rho}{2} (w_1^2 - w_2^2) \quad (44-3)$$

Несмотря на то что относительная скорость воздуха w уменьшается после прохода через рабочее колесо, абсолютная скорость c растет за счет увеличения второй слагающей ее, окружной скорости u (см. фиг. 291).

В связи с этим полный напор, развиваемый вентилятором, будет больше статического (выражение 44—3) на величину разности динамических напоров потоков, выходящего из рабочего колеса $\left(\frac{\rho c_2^2}{2}\right)$ и входящего в него $\left(\frac{\rho c_1^2}{2}\right)$.

Действительно, полный напор, развиваемый вентилятором, равен, как это уже известно, разности полных напоров после вентилятора и до него.

Полный напор до вентилятора

$$H_{o1} = H'_{cm1} + \frac{\rho c_1^2}{2};$$

полный напор после вентилятора

$$H_{o2} = H'_{cm2} + \frac{\rho c_2^2}{2}.$$

Следовательно, полный напор, развиваемый вентилятором, теоретически равен

$$\begin{aligned} H_{те} &= H_{o2} - H_{o1} = (H'_{cm2} - H'_{cm1}) + \frac{\rho}{2} (c_2^2 - c_1^2) = \\ &= \Delta H_{1.2} + \frac{\rho}{2} (c_2^2 - c_1^2). \end{aligned}$$

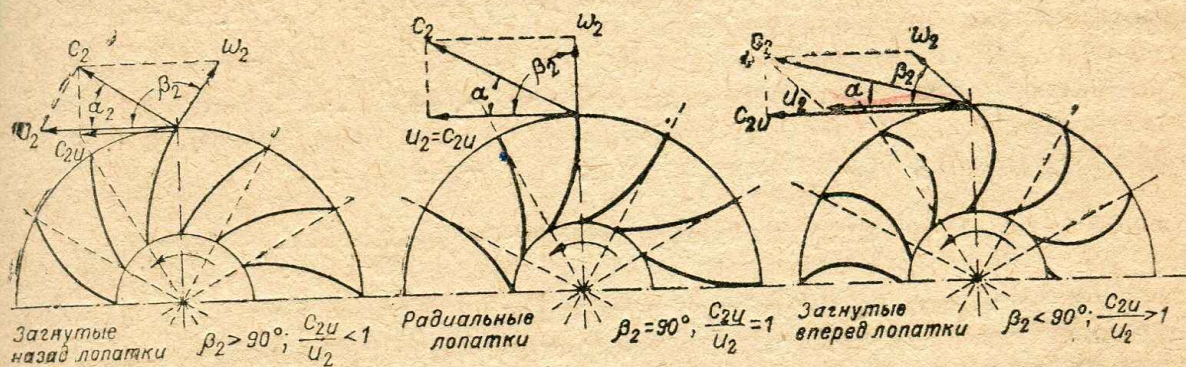
Подставляя сюда значение $\Delta H_{1.2}$ из выражения (44—3), получим

$$H_{те} = \frac{\rho}{2} (u_2^2 - u_1^2) + \frac{\rho}{2} (w_1^2 - w_2^2) + \frac{\rho}{2} (c_2^2 - c_1^2). \quad (44-4)$$

Уравнение это, являющееся одним из основных, характеризующих работу вентилятора, наглядно показывает элементы, из которых складывается величина полного напора, развиваемого вентилятором. Еще раз подчеркиваем, что $H_{те}$ является теоретической величиной полного напора вентилятора, полученной без учета потерь, неизбежно возникающих в кожухе вентилятора и в самом рабочем колесе (потери на удар при входе струи на лопатки, потери на трение в каналах между лопатками, потери через зазор 5, показанный на фиг. 291, потери на трение боковых поверхностей рабочего колеса о воздух и ряд других потерь).

Кроме того, в приведенных рассуждениях о величине статического напора в качестве первого приближения мы принимали, что поток заполняет все сечение между лопатками, и вследствие этого относительная скорость выхода w_2 всегда меньше относительной скорости входа w_1 . В действительности же, как показали экспериментальные исследования Поликовского¹ в ЦАГИ, в большинстве случаев $w_2 = w_1$, что происходит вследствие отрыва струи от задней стенки лопаток, схематически показанного в одном из межлопаточных пространств фиг. 291. Явление это вполне аналогично наблюдаемому в диффузорах отрыву потока от стенок (см. фиг. 112 и 113). Указанные исследования показали, что даже в том небольшом количестве случаев, когда происходит уменьшение относительной скорости ($w_2 < w_1$), потери на вихреобразование настолько велики, что полученная при этом часть динамического напора $[\rho(w_1^2 - w_2^2)]$ целиком затрачивается на покрытие потерь, не переходя в статическое давление.

Полученное выражение полного теоретического напора, развиваемого вентилятором (44—4), можно привести к виду, данному Леонардом Эйлером (1754 г.) для всех видов турбомашин (водяные и паровые турбины, центробежные насосы и другие подобные им машины).



Фиг. 292. Три типа лопаток вентилятора

Для этого подставим в ур-ние (44—4) значения относительных скоростей (w_1 и w_2), выраженные через окружные (u) и абсолютные (c) скорости. Из параллелограмма скоростей (см. фиг. 291) следует, что

$$w_1^2 = u_1^2 + c_1^2 - 2u_1c_1 \cos \alpha_1;$$

$$w_2^2 = u_2^2 + c_2^2 - 2u_2c_2 \cos \alpha_2.$$

Подставив эти значения в ур-ние (44—4), получим после сокращения

$$H_{те} = \rho(u_2c_2 \cos \alpha_2 - u_1c_1 \cos \alpha_1). \quad (44—5)$$

Вводя понятие о скорости закручивания (c_u), которая является проекцией абсолютной скорости на направление окружной ($c_{1u} = c_1 \cos \alpha_1$ и $c_{2u} = c_2 \cos \alpha_2$, см. фиг. 292), формулу Эйлера представляют часто в следующем виде:

$$H_{те} = \rho(u_2c_{2u} - u_1c_{1u}). \quad (44—6)$$

Опыт показывает, что за исключением случаев весьма малых расходов поток, подходящий к вентилятору, бывает настолько мало закрученным, что направление абсолютной скорости можно считать почти совпадающим с радиальным. В этом случае теоретический напор, развиваемый вентилятором, равен

$$H_{те} = \rho u_2 c_{2u}, \quad (44—7)$$

ибо $\alpha_1 = 90^\circ$ и, следовательно, $u_1 c_1 \cos \alpha_1 = 0$.

¹ В. И. Поликовский, К вопросу о расчете центробежных вентиляторов и насосов, Труды ЦАГИ, вып. 154, 1934.

Действительный напор, развиваемый вентилятором H_e , равен произведению гидравлического коэффициента полезного действия (η_2) на величину теоретического напора, т. е.

$$H_e = \eta_2 H_{те} . \quad (44-8)$$

Величина гидравлического к. п. д. зависит в значительной мере от положения выходной кромки лопаток вентилятора; по этому признаку обычно различают три следующих типа лопаток (фиг. 292):

- 1) загнутые назад лопатки ($\beta_2 > 90^\circ$);
- 2) радиальные лопатки ($\beta_2 = 90^\circ$);
- 3) загнутые вперед лопатки ($\beta_2 < 90^\circ$).

Если отношение скорости закручивания к окружной скорости назвать коэффициентом закручивания и обозначить через φ_2 , т. е.

$$\frac{c_{2u}}{u_2} = \varphi_2, \quad (44-9)$$

то, как это показывает опыт, величина гидравлического к. п. д. примерно равна:

$$\begin{aligned} \text{для загнутых назад лопаток } \eta_2 &= \frac{0,5}{\varphi_2} \div \frac{0,7}{\varphi_2} \\ \text{„ радиальных лопаток } \eta_2 &= \frac{0,7}{\varphi_2} \div \frac{0,9}{\varphi_2} \\ \text{„ загнутых вперед лопаток } \eta_2 &= \frac{0,9}{\varphi_2} \div \frac{1,1}{\varphi_2} . \end{aligned}$$

Значение η_2 колеблется обычно в пределах от 0,65 до 0,85.

Величину действительного напора выражают часто при помощи коэффициента напора ψ :

$$H_e = \psi u_2^2 . \quad (44-10)$$

Величина ψ равна, как это ясно из выражений (44-7; 44-8 и 44-9) значения η_2 , указанной выше величине числителя гидравлического к. п. д.

Следует отметить, что при любой форме лопатки входная кромка ее должна быть направлена в сторону, обратную окружной скорости, благодаря чему потери на удар при входе в колесо уменьшаются. Потери эти отсутствуют полностью тогда, когда касательная ко входной кромке полностью совпадает с направлением относительной скорости w_1 , которая при абсолютной скорости c_1 , близкой по направлению к радиусу, всегда отклонена назад.

Соотношение между действительным и теоретическим напором, указанное ранее, относится к нормальной подаче, под которой разумеется такая величина перемещаемого вентилятором объема, при которой вход в колесо происходит без удара. Осуществимо это лишь при одном размере подачи, при условии $w_1 = \frac{u_1}{\cos \beta_1}$.

Приведенные выражения H_e показывают, что развиваемый вентилятором напор пропорционален квадрату окружной скорости наружных кромок лопаток и зависит от направления этих кромок по отношению к окружной скорости. Полученные выражения H_e приводят к следующим выводам:

- 1) напор, развиваемый вентилятором при постоянном числе оборотов и неизменных геометрических соотношениях, растет пропорционально квадрату увеличения внешнего диаметра рабочего колеса ($2r_2$);
- 2) напор, развиваемый вентилятором, пропорционален квадрату числа оборотов его ($n = \frac{30u_2}{\pi r_2}$);

3) чем больше выходная кромка лопатки загнута вперед, т. е. чем меньше угол β_2 (см. фиг. 292), тем больше при постоянной окружной скорости величина скорости закручивания (c_{u2}), тем выше развиваемый вентилятором теоретический напор (ф-ла 47—7).

Однако вентиляторы низкого давления, рассчитанные на перемещение больших количеств воздуха, например „Сирокко“ (см. фиг. 293), имеют лопатки, загнутые вперед, что вызывается соображениями прочности и стремлением к уменьшению размеров вентилятора. Действительно, для перемещения больших объемов необходимо иметь достаточно широкие лопатки (размер по оси вращения колеса). Увеличение ширины лопаток приводит к возрастанию изгибающего момента, вызываемого центробежными силами, вследствие чего становится невозможным применять большие числа оборотов колеса. Желая создать заданную величину $H_{те}$ (44—7) при малых u_2 и небольших диаметрах рабочего колеса, мы должны загнуть лопатки вперед, чтобы увеличить величину скорости закручивания (c_{2u}).

Кроме того, лопатки, загнутые вперед, прочнее загнутых назад, так как они работают в плоскости большого модуля сопротивления изгибу.

Преимущества лопаток, загнутых назад, заключаются в уменьшении гидравлических потерь в рабочем колесе. Высоконапорные вентиляторы, перемещающие относительно небольшие объемы воздуха, имеют узкие лопатки, вследствие чего возможно значительное повышение числа оборотов и применение загнутых назад.

Приведенные выражения величины напора дают лишь представление об основных зависимостях между скоростями и напором вентилятора. Зависимость между развиваемым напором и количеством перемещаемого воздуха определяется обычно для каждого из типов вентиляторов экспериментально и является одним из составных элементов характеристики вентилятора. Теоретическое построение характеристики вентилятора хотя и возможно, но дает при современном уровне наших знаний о вентиляторах результаты, лишь приближающиеся к действительности и не всегда с достаточной степенью точности.

2. Мощность, затрачиваемая вентилятором, и коэффициенты его полезного действия. Если вентилятор перемещает q м³/сек., развивая напор $H_{те}$ мм вод. ст., то перемещаемому воздуху сообщается мощность, равная $qH_{те}$ кг \times м/сек., ибо $H_{те}$ представляет собой, как это уже известно, энергию, сообщаемую вентилятором каждому кубическому метру воздуха. Следовательно, выраженный в л. с. расход мощности, соответствующий теоретическому напору, равен

$$N_2 = \frac{qH_{те}}{75} \text{ л. с.} \quad (44-11)$$

Величину эту (N_2) будем называть гидравлическим расходом мощности.

Но даже в случае полного отсутствия механических потерь в подшипниках (посадка рабочего колеса непосредственно на вал мотора, как это показано на фиг. 293) фактически потребляемая вентилятором мощность N больше гидравлической на величину расхода мощности, вызываемого трением боковых сторон рабочего колеса о воздух, потерями в зазоре между колесом и кожухом. Если обозначить этот неизбежный дополнительный расход через $N_{тр}$, то фактический расход мощности вентилятором при отсутствии механических потерь в подшипниках будет равен

$$N = N_2 + N_{тр} = \frac{N_2}{\eta_{тр}}, \quad (44-12)$$

где $\eta_{тр}$ — коэффициент гидравлического трения, учитывающий указанные выше потери и колеблющийся в пределах от 0,75 до 0,90.

Подставляя в ф-лу (44—12) выражение N_2 (44—11) и значение

$$H_{ms} = \frac{H_s}{\eta_2}, \quad (44-8)$$

получим фактический расход мощности вентилятором, выраженный через действительный полный напор:

$$N = \frac{N_2}{\eta_{тр}} = \frac{qH_s}{75\eta_{тр}\eta_2} = \frac{qH_s}{75\eta_s}, \quad (44-13)$$

где

$$\eta_s = \eta_{тр} \times \eta_2 = \frac{qH_s}{75N} \quad (44-14)$$

представляет собой полный к.п.д. вентилятора без наличия (или без учета) механических потерь.

Испытания вентиляторов показывают, что с достаточной степенью точности к.п.д. в вентилятора можно считать величиной постоянной для любого числа оборотов, если отношение объема перемещаемого воздуха (Q) к числу оборотов (n) не изменяется, т. е. при

$$\frac{Q}{n} = \text{const};$$

$$\eta_s = \text{const} \text{ и } \eta_2 = \text{const}$$

для данного вентилятора.

При наличии у вентилятора подшипников фактический расход мощности повышается на величину механических потерь $N_{мех}$, и общая мощность вентилятора с учетом механических потерь $N_{зм}$ может быть выражена следующим образом:

$$N_{зм} = N + N_{мех} = \frac{N}{\eta_{мех}} = \frac{qH_s}{75\eta_s\eta_{мех}} = \frac{qH_s}{75\eta_{зм}}, \quad (44-15)$$

где

$$\eta_{зм} = \eta_s \times \eta_{мех} \quad (44-16)$$

является полным к.п.д. вентилятора с учетом механических потерь.

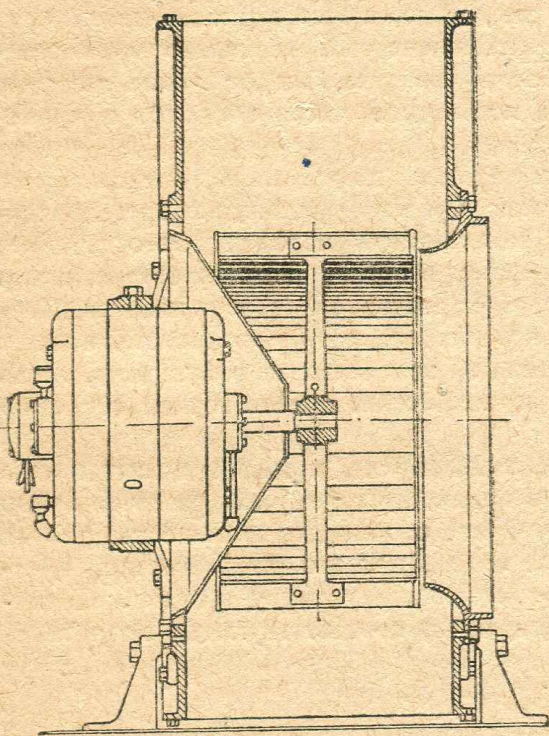
Величина затрат мощности на трение в подшипниках $N_{мех}$ составляет при режимах вентилятора, близких к нормальным, около 5—10% от общей потребляемой мощности.

Величина $\eta_{зм} = \eta_2\eta_{тр}\eta_{мех}$ обычно колеблется в пределах от 0,4 до 0,7 (см. указанные выше пределы колебаний η_2 , $\eta_{тр}$).

Кроме полного к.п.д. вентилятора, часто употребляется величина статического к.п.д. вентилятора, связанная с понятием о статическом напоре, развиваемом вентилятором.

Понятие о величине полного напора вентилятора было дано в § 25 (выражение 25—6). Там же было дано определение величины статического напора вентилятора:

$$H_{ста} = H_s - H_{дин}, \quad (25-7)$$



Фиг. 293. Вентилятор типа „Сирокко“ с посадкой рабочего колеса непосредственно на вал электромотора

где $H_{дин}$ — динамический напор, соответствующий средней скорости воздуха в выходном отверстии вентилятора.

Не следует отождествлять статический напор вентилятора с разностью статических давлений после вентилятора и до него, ибо разность эта, как видно на фиг. 184, больше статического напора вентилятора на величину динамического напора у всасывающего отверстия.

Кроме определения по ф-ле (25—7), статический напор вентилятора может быть определен, как разность между статическим давлением у выхлопного отверстия вентилятора и общим у всасывающего отверстия (см. фиг. 184).

Величина статического к. п. д. вентилятора равна

$$\eta_{ст} = \frac{qH_{стз}}{75N}. \quad (44-17)$$

Сравнивая $\eta_{ст}$ с η_v (ф-ла 44—14), мы видим, что статический к. п. д. вентилятора всегда меньше полного, ибо $H_{стз} < H_v$. Величина $\eta_{ст}$ может быть дана с учетом механических потерь и без учета их (аналогично η_v и $\eta_{в.м.}$).

Если сечения выходных отверстий воздуховода и вентилятора равны между собой, то статический напор вентилятора расходуется на преодоление сопротивлений сети и разности давлений в объемах всасывания и нагнетания. Эту часть полного напора называют иногда „полезным напором“ в отличие от „бесполезно“ расходуемого динамического напора выхода у вентилятора или воздуховода.

В соответствии с этим статический к. п. д. вентилятора характеризует, какая часть мощности расходуется на покрытие сопротивления сети. Такое понимание значения $\eta_{ст}$ является правильным только в случае равенства выходных сечений вентилятора и воздуха, а также отсутствия разности давлений в объемах всасывания и нагнетания.

Так как условия эти осуществляются относительно редко, то в подавляющем большинстве случаев расчета более удобно пользоваться полным к. п. д. вентилятора.

Приведенные выражения расхода мощности относятся к случаю перемещения вентилятором чистого воздуха. При работе вентилятора на воздухе, запыленном или транспортирующем сыпучие материалы, потребляемая им мощность возрастает ввиду дополнительных затрат энергии, расходуемой на удары частиц о лопасти и кожух вентилятора.

Исследования инж. Калинушкина в ЦАГИ¹ показали, что расход мощности вентилятором в случае наличия в воздухе взвешенных частиц растет пропорционально весовой концентрации их и равен

$$N^* = N(1 + s), \quad (44-18)$$

где s , как и ранее, — весовая концентрация смеси воздуха с материалом, а N — расход мощности для случая перемещения чистого воздуха (44—13 или 44—15).

Из § 21, п. 3, нам известно, что затраты напора в сети при перемещении смеси воздуха с материалом также возрастают и равны

$$H_{nm}^* = H_{nm}(1 + 1,4s). \quad (21-19)$$

Приближенно можно считать, что

$$H_{nm}^* = H_{nm}(1 + s).$$

¹ Труды ЦАГИ, вып. 168.

Следовательно, зная что, N прямо пропорционально $N_{пт}^*$ и учитывая одно-временное возрастание потерь как в вентиляторе, так и в воздуховодах, мы можем написать

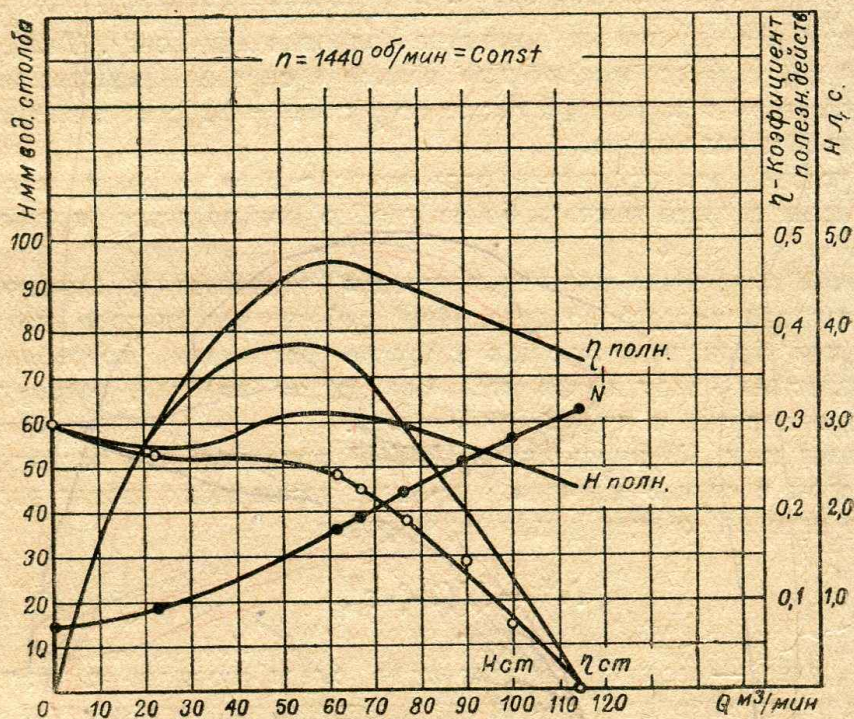
$$N^* = N(1 + s)^2. \quad (44-19)$$

Максимальные весовые концентрации пыли в мельничных и элеваторных воздуховодах не превышают обычно, как это мы уже указывали, $s = 0,02-0,03$. Подбор вентиляторов для сетей, несущих запыленный воздух, следует производить таким же путем, как и для чистого воздуха, и лишь при определении потребной мощности увеличивать расчетную мощность (ф-лы 44-13 и 44-15) на 3-5% в зависимости от предполагаемой величины s .

§ 45. ХАРАКТЕРИСТИКИ ВЕНТИЛЯТОРОВ И ЗАКОНЫ ПРОПОРЦИОНАЛЬНОСТИ

Характеристикой вентилятора называется совокупность кривых QH , $QH_{ст}$, QN , $Q\eta_v$ и $Q\eta_{ст}$ (фиг. 294).

Характеристика вентилятора определяется экспериментально путем определения Q и N при различных сопротивлениях на каком-либо постоянном числе оборотов.



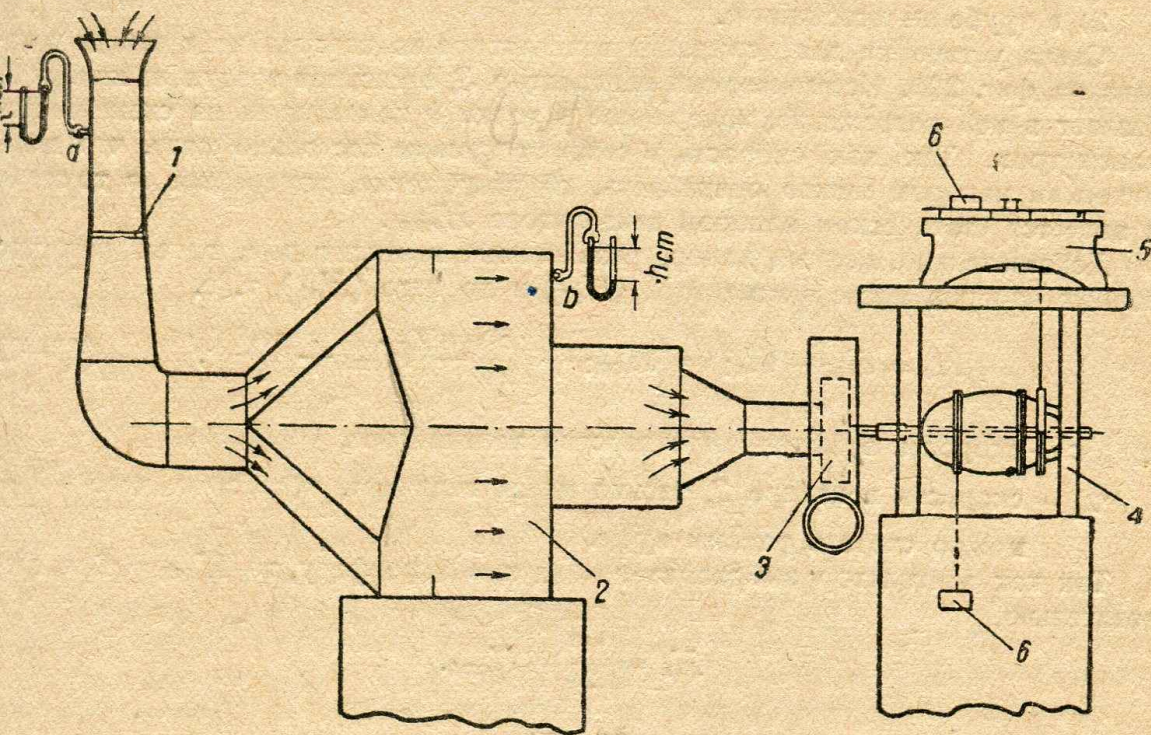
Фиг. 294. Характеристика центробежного вентилятора при постоянном числе оборотов (вентилятор „Сирокко“, № 3, зав. „Красная Пресня“)

Законы пропорциональности указывают зависимость перемещаемого объема, развиваемого напора и потребляемой мощности от числа оборотов вентиляторов. На основе этих законов, имея характеристику для одного числа оборотов, мы можем построить перечисленные выше характеристические кривые для всех возможных для данного вентилятора чисел оборотов.

Получив в результате расчета вентиляционной сети необходимые величины Q и H_v , мы можем при помощи характеристических кривых подобрать такие размеры вентилятора и число оборотов его, при которых вентилятор, разви-

Следует отметить, что значительное число случаев неудовлетворительной работы вентиляционных установок вызывается неправильным подбором вентилятора, несоответствием его особенностям сети, в которой он установлен. Это обстоятельство заставляет уделять большое внимание правильному подбору вентилятора, не меньшее того, которое уделяется расчету воздухопотоков.

1) испытываемый вентилятор включают в систему, величину сопротивления которой можно по желанию изменять в широких пределах;



2) изменяя сопротивления, заставляют вентилятор работать при различных величинах перемещаемых объемов;

3) при каждой из величин Q , поддерживая постоянное число оборотов бочего колеса, измеряют статический напор, развиваемый вентилятором ($H_{ст}$) потребляемую им мощность N .

Остальные кривые могут быть построены по точкам, найденным расчетным путем. Для построения кривой полных напоров QH , необходимо знать площадь выхлопного отверстия вентилятора $F_{вых}$; по Q и $F_{вых}$ может быть найдена скорость воздуха в выхлопном отверстии;

$$C = \frac{Q}{60F_{\text{mix}}}$$

$$H_{\text{овн}} = \frac{\rho c^2}{2},$$

Который, будучи сложенным с найденной из опыта величиной $H_{ст}$, даст иско-
мую величину полного напора вентилятора

$$H_v = H_{ст} + H_{двн}. \quad (25-7)$$

Кривые $Q\eta_v$ и $Q\eta_{ст}$ можно построить, пользуясь выражениями (44—14
и 44—17).

Статический напор, развиваемый вентилятором, может быть измерен либо
во всасывающей, либо в нагнетающей линии, ибо величина напора не зависит
от того, работает ли вентилятор на всасывание (экспаустор) или на нагнетание.

Наиболее употребительными являются следующие два способа испытания
вентиляторов:

- 1) в камере на всасывание;
- 2) в трубе на всасывание.

Схема установки для испытания вентилятора на всасывание в камере пока-
зана на фиг. 295. Испытываемый вентилятор 3, отсасывая воздух из камеры 2,
создает в ней разрежение, измеряемое в точке b показанным на схеме микро-
манометром. Так как скорость в сечении камеры настолько мала, что дина-
мическим напором можно пренебречь, то разрежение, измеренное в точке b ,
и является статическим напором вентилятора $H_{ст1}$.

Действительно, полный напор, развиваемый вентилятором, равен разности
полных напоров после вентилятора (H_{02}) и до него (H_{01}), т. е.

$$H_v = H_{02} - H_{01} = \left(H_{ст2} + \frac{\rho c^2}{2} \right) - \left(H_{ст1} + \frac{\rho v_1^2}{2} \right), \quad (45-1)$$

где c — скорость в выходном отверстии вентилятора,

v_1 — скорость в камере 2, весьма малая величина, вследствие чего $\frac{\rho v_1^2}{2}$
можно считать равным нулю.

Так как вентилятор выбрасывает воздух в атмосферу, то $H_{ст2} = 0$ и, сле-
довательно,

$$H_v = \frac{\rho c^2}{2} - H_{ст1}.$$

Отсюда, исходя из выражения (25—7), получаем, что

$$H_{ств} = H_a - H_{двн} = H_v - \frac{\rho c^2}{2} = H_{ст1}, \quad (45-2)$$

т. е. что статический напор вентилятора равен разрежению в камере, указы-
ваемому микроманометром, установленным в точке b .

Объем воздуха, перемещаемого вентилятором, изменяется при помощи
набора диафрагм различного размера, устанавливаемых во всасывающей трубе
камеры (диафрагма 1 на фиг. 295).

Определение объема перемещаемого вентилятором воздуха производится
по скорости воздуха, измеряемой в точке a вторым микроманометром (см.
фиг. 111, пример 36).

Ускорение процесса испытания может быть достигнуто предварительной
тарировкой каждой диафрагмы употребляемого набора, т. е. определением
пропускаемых ими количеств воздуха в зависимости от разрежения в камере.

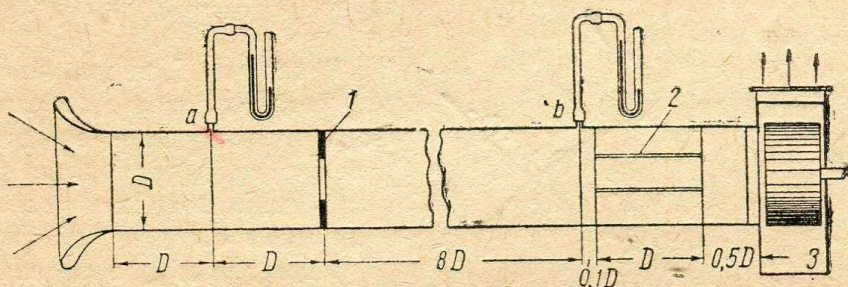
Для того чтобы избежать возникновения в камере прямого потока воз-
духа большой скорости, в диффузоре перед камерой установлен конус, рас-
пределяющий воздух по всему сечению камеры 2. Более равномерного, чем
при конусе, распределения скоростей по сечению камеры можно достичь
введением в ее систему сеток и перегородок. Определение мощности, потре-
бляемой вентилятором, может быть произведено либо путем измерения эле-
ктроэнергии, расходуемой мотором, либо при помощи балансирного стачка,
схематически изображенного на фиг. 295.

Балансирный станок представляет собой электромотор с качающимся статором, укрепленным на станине 4. Качающийся статор мотора соединен гибкой проволокой с правой чашкой весов 5. Разновесами 6 уравнивается момент, отклоняющий статор от первоначального положения и равный моменту, вращающему вентилятор. Величина этого момента определяется по величинам разновесов 6 и длинами плеч, на которые действуют разновесы.

Испытание вентилятора на всасывание в трубе (схема на фиг. 296) производится аналогично испытанию в камере в части измерения перемещаемых объемов (микроманометр в точке *a*), потребляемой мощности и регулировки объемов (диафрагма 1).

Микроманометр для измерения статического напора должен быть установлен за диафрагмой на расстоянии около 8 калибров от нее (не менее 5 калибров), чтобы дать возможность суженному диафрагмой потоку заполнить все сечение трубы.

Перед всасывающим отверстием вентилятора должна быть установлена выпрямляющая решетка, предупреждающая закручивание потока рабочим колесом на протяжении от устья трубы до точки *b*, в которой производится измерение статического напора.



Фиг. 296. Схема испытания вентилятора в трубе на всасывание

Статический напор, отсчитываемый по микроманометру в точке *b*, не является, однако, статическим напором вентилятора. Для получения величины статического напора, показание это должно быть уменьшено на величину динамического напора в сечении, соответствующем точке *b*. Следовательно, статический напор вентилятора в данном случае равен по величине общему напору у всасывающего отверстия вентилятора.

Действительно, в выражении (45 — 1), применимом и для этого способа, $\frac{\rho v_1^2}{2}$ уже не равен нулю, а H_{cm2} попрежнему равен нулю. Следовательно,

$$H_v = \left(0 + \frac{\rho c^2}{2} \right) - H_{o1}$$

или

$$H_{cmv} = H_v - \frac{\rho c^2}{2} = -H_{o1}. \quad (45 — 3)$$

Выражение (45 — 3) является общим, пригодным для обоих случаев; выражение (45 — 2) соответствует частному случаю при $\frac{\rho v_1^2}{2} = 0$.

Так как статическое разрежение измеряется не у всасывающего отверстия, а перед выпрямляющей решеткой, то для получения более точных результатов необходимо к показанию микроманометра прибавить потери в выпрямляющей решетке. Коэффициент сопротивления решетки из девяти фанерных ячеек длиной в один калибр равен около 0,35 (отнесен к динамическому напору в трубе).

Все результаты испытаний приводятся к стандартному состоянию воздуха.

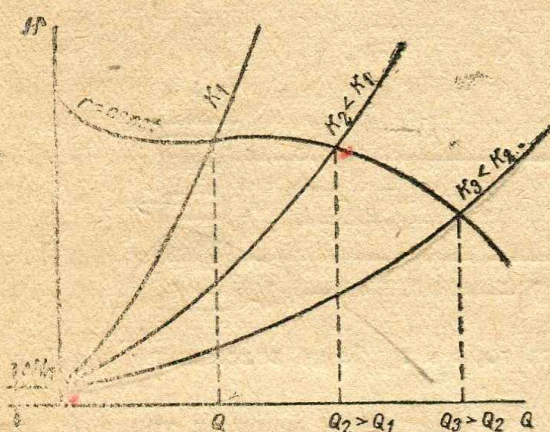
Подобно испытаниям на всасывание, возможно также испытание вентиляторов на нагнетание как в камерах, так и в трубах. Однако замеры в нагне-

тающей линии менее достоверны, так как поток после вентилятора отличается большей неупорядоченностью, чем до вентилятора. Прибегать к испытанию на нагнетание следует лишь в том случае, если испытание на всасывание по каким-либо причинам невозможно.

2. Связь между характеристикой вентиляционной сети и характеристикой вентилятора. Под характеристикой вентиляционной сети мы разумеем зависимость между величинами Q и H_0 , возможными для данной сети, представленную в виде кривой (QH_0) , изображенной, например, на фиг. 198. Каждая из кривых, представленных на этой фигуре, характеризует собой определенную вентиляционную сеть с эквивалентным отверстием, величина которого в общей форме равна, как известно:

$$F_э = \frac{q}{4\sqrt{H_0}} = \frac{Q}{240\sqrt{H_0}}. \quad (29-2)$$

Величина эквивалентного отверстия, так же как и характеристическая кривая, определяет собой возможные для данной сети величины Q и H_0 :



Фиг. 297. Совмещение характеристик вентилятора и сети

$$H_0 = \frac{1}{(240 F_э)^2} Q^2 = KQ^2. \quad (45-4)$$

Величина K , постоянная для каждой сети, определяется размерами и формой воздухопроводов сети. Определение ее производится изложенными выше методами расчета вентиляционной сети.

Величина H_0 , определяемая выражением (45—4), относится исключительно к сети воздухопроводов. Если же воздух из сети выводится наружу при наличии разности давлений атмосферного (H_a), и в здании ($H_з$), равной $\Delta H_a = H_a - H_з$, то, как это известно из § 25,

величина затрачиваемого в этом случае напора возрастает на величину этой разности:

$$H_0 = KQ^2 + \Delta H_a. \quad (45-5)$$

Выражения 45—4 и 45—5 достаточно точны лишь для случаев пропорциональности сопротивлений сети квадратам количества воздуха (сеть с чисто квадратичными сопротивлениями). Выражения эти не применимы, следовательно, для вентиляционных установок, содержащих, например, матерчатые фильтры, ибо сопротивление последних пропорционально количеству воздуха в степени, меньшей единицы:

$$H_ф = BQ_m^n \quad (41-1)$$

Зная, что

$$Q_m = \frac{Q_{нас}}{F_m} = \frac{60 Q}{F_m} \quad (40-3)$$

мы можем выразить сопротивление всей системы (сеть со смешанными сопротивлениями) в следующем общем виде:

$$H_0 = KQ^2 + B \left(\frac{60 Q}{F_m} \right)^n + \Delta H_a \quad (45-6)$$

Пользуясь в зависимости от конкретных условий одним из приведенных ур-ний (45—4, 45—5 и 45—6), мы можем по расчетным Q и H_0 найти величину K и построить кривую характеристики данной сети в координатах $Q-H_0$.

Вопрос об общем объеме воздуха, который сможет перемещать вентилятор в данной сети, решается вполне очевидным положением: полный напор, развиваемый вентилятором, должен быть целиком израсходован в сети.

Следовательно, как бы мало ни было расчетное сопротивление сети, вентилятор, развивающий высокий напор, увеличит объем перемещаемого воздуха до такой степени, что общий напор, затрачиваемый в сети, станет равным полному напору вентилятора при данном числе оборотов.

Из этого ясно, что фактический объем воздуха, перемещаемый в сети, и сопротивление ее определяются точкой пересечения характеристик вентилятора и сети.

Совмещая, как это показано на фиг. 297, характеристики предполагаемого к установке вентилятора и рассчитанной сети, мы получаем точку пересечения, определяющую собой объем воздуха, который сможет переместить данный вентилятор. На фиг. 297 представлены характеристики трех различных сетей при одной и той же величине ΔH_a . Совершенно ясно, что чем меньше сопротивление сети, т. е. чем меньше величина K , тем больше количество воздуха, перемещаемого данным вентилятором при постоянном числе оборотов.

Так как характеристика вентилятора (QH_s) обычно представляет собой полого опускающуюся вниз кривую, а характеристика сети — параболу с вершиной, обращенной вниз, то величина Q изменяется относительно мало при достаточно большом изменении сопротивлений сети. Неизбежные погрешности в расчете, не вполне точный учет сопротивления рабочих машин, сопротивления пылеотделителей, фасонных частей воздухопроводов относительно мало влияют на величину общего объема аспирируемого воздуха. В гораздо большей степени эти неточности влияют на распределение объемов по отдельным разветвлениям сети, т. е. на количества воздуха, аспирируемые от каждой отдельной машины.

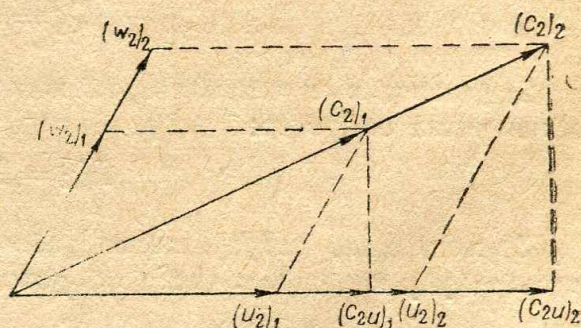
3. Законы пропорциональности. Ранее, в § 44, п. 2, мы уже отмечали, что при $\frac{Q}{n} = \text{const}$, $\eta_s = \text{const}$ и $\eta_g = \text{const}$.

Отношение $\frac{Q}{n}$ определяет собой режим работы вентилятора. Под постоянством режима работы одного и того же вентилятора мы разумеем в дальнейшем постоянство отношения $\frac{Q}{n}$.

Из фиг. 298 видно, что при любом числе оборотов и постоянстве режима работы треугольники скоростей на выходе, изменяясь по абсолютной величине, остаются вполне подобными.

Действительно, объемы воздуха, перемещаемые вентилятором, пропорциональны относительным скоростям протекания воздуха в пространстве между лопатками (w). При постоянном режиме работы

$$\begin{aligned} \frac{n_1}{n_2} &= \frac{Q_1}{Q_2} = \frac{(w_2)_1}{(w_2)_2} = \frac{(u_2)_1}{(u_2)_2} = \\ &= \frac{(c_{2u})_1}{(c_{2u})_2} = i. \quad (45-7) \end{aligned}$$



Фиг. 298. Треугольники скоростей на выходе из рабочего колеса при изменении числа оборотов, но при сохранении режима работы

Следовательно, треугольники скоростей на выходе из колеса при постоянном режиме подобны. Подобие треугольников скоростей является более общим признаком сохранения режима работы вентилятора.

Определим, как будут изменяться полные напоры вентилятора и расходуемые им мощности при изменении числа оборотов, если режим работы остается

неизменным, т. е. если перемещаемые объемы воздуха изменяются пропорционально числам оборотов.

Из подобия треугольников (45—6) и условия постоянства η_2 следует, что

$$\frac{H_{e1}}{H_{e2}} = \frac{\eta_2 H_{me1}}{\eta_2 H_{me2}} = \frac{\rho (u_2)_1 (c_{2u})_1}{\rho_1 (u_2)_2 (c_{2u})_2} = i \times i = i^2 = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2, \quad (45-8)$$

$$\frac{N_1}{N_2} = \frac{Q_1 H_{e1}}{Q_2 H_{e2}} = i \times i^2 = i^3 = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3. \quad (45-9)$$

Соотношения эти, называемые обычно законами пропорциональности, можно сформулировать следующим образом: если перемещаемые вентилятором объемы изменяются пропорционально изменению числа оборотов (45—7), то полный и статический напоры изменяются прямо пропорционально квадрату отношения числа оборотов (45—8), а затрачиваемая мощность — пропорционально кубу изменения числа оборотов (45—9).

Пользуясь законами пропорциональности, мы можем, испытав вентилятор на каком-либо одном числе оборотов, построить характеристику его при любом другом числе оборотов.

Для определения нужного числа оборотов вентилятора, предполагаемого к установке, необходимо в общем случае построить кривую характеристики сети и совместить ее с характеристикой вентилятора; путем совмещения характеристики сети и вентилятора, т. е. графическим путем, решается вопрос о влиянии числа оборотов на перемещаемый объем, развиваемый напор, и расходуемую мощность. Построение кривой характеристики сети особенно необходимо для сетей со смешанными сопротивлениями (например, для установок с матерчатыми фильтрами).

В частном случае сети с чисто квадратичными сопротивлениями задача эта может быть решена аналитическим путем, ибо характеристика сети в этом случае представляет собой параболу. Точно так же и точки постоянных режимов работы вентилятора лежат на параболе, ибо постоянный режим характеризуется условием:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2} \text{ или } \frac{Q_1^2}{Q_2^2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 = \frac{H_1}{H_2} \text{ или } \frac{H_1}{Q_1^2} = \frac{H_2}{Q_2^2} = K = \text{const.}$$

Следовательно, если потери в сети прямо пропорциональны квадратам объемов (скоростей) воздуха, то

1) перемещаемые вентилятором объемы прямо пропорциональны изменению числа оборотов:

$$Q_2 = Q_1 \frac{n_2}{n_1}; \quad (45-7)$$

2) развиваемые вентилятором напоры пропорциональны квадратам изменения числа оборотов:

$$H_{e2} = H_{e1} \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2; \quad (45-8)$$

3) мощность, затрачиваемая рабочим колесом вентилятора, пропорциональна кубу изменения числа оборотов:

$$N_2 = N_1 \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3; \quad (45-9)$$

4) к. п. д. практически не изменяется при этом:

$$\eta_s = \text{const}; \quad \eta_{cm} = \text{const}; \quad \eta_2 = \text{const}.$$

Последний вывод не относится, конечно, к к. п. д. вентилятора с учетом механических потерь ($\eta_{см}$), ибо затраты мощности на трение в подшипниках изменяются примерно прямо пропорционально первой степени числа оборотов, а мощности, затрачиваемые рабочим колесом, — пропорционально кубу числа оборотов. Вследствие этого при очень низких числах оборотов, т. е. при весьма малых затратах мощности рабочим колесом, потери в подшипниках

возрастают относительно общего расхода мощности вентилятором, снижая тем самым к. п. д. его ($\eta_{вм}$).

Кривые к. п. д. с учетом механических потерь под влиянием их отклоняются от геометрического места точек постоянного режима, т. е. от парабол $\eta_{в} = \text{const}$, и принимают форму, показанную на фиг. 299.

4. Виды характеристик вентилятора. Все употребляемые виды характеристик можно разделить на два типа:

- 1) размерные, или индивидуальные, характеристики, каждая из которых характеризует работу только одной машины определенного размера;
- 2) безразмерные, или обезличенные, характеристики, характеризующие работу целой серии геометрически подобных друг другу вентиляторов, имеющих различные абсолютные размеры.

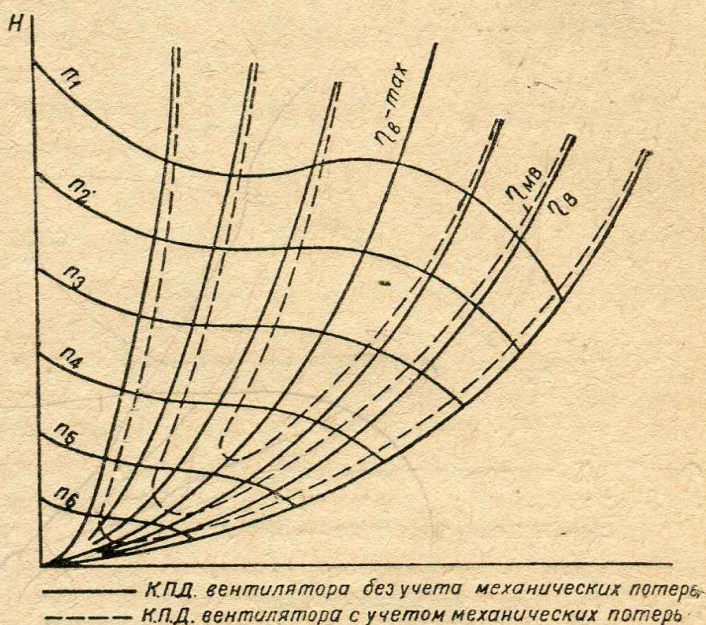
Характеристики, приведенные на фиг. 294, являются индивидуальными характеристиками, оси координат которых имеют размерность $\text{м}^3/\text{мин.}$, мм вод. ст. и л. с.

Индивидуальная характеристика вентилятора может быть дана либо для одного значения числа оборотов (см. фиг. 294), либо для нескольких значений (характеристики, данные в приложениях).

Кривые QH и $Q\eta$ могут быть построены либо для полных, либо для статических напоров. Характеристики вентиляторов по полным напорам более удобны, чем характеристики их по статическим напорам, ибо далеко не всегда сечение выхлопного отверстия равно сечению выхода из сети. Определяя в результате расчета сети необходимую величину полного напора вентилятора, мы можем без каких-либо дополнительных подсчетов воспользоваться характеристиками по полным напорам для подбора вентилятора нужных размеров. Применение характеристик по полным напорам предупреждает возможность совершения ряда ошибок при подборе вентилятора. Учитывая эти преимущества, в приложениях мы приводим характеристики вентиляторов по полным напорам.

Характеристики вентиляторов для переменного числа оборотов содержат иногда кроме кривых QH и $\eta = \text{const}$ еще и линии $N = \text{const}$, как это изображено на фиг. 300. Характеристика эта дана только для центральных частей кривых QH , т. е. для достаточно высоких к. п. д. и, следовательно, для наиболее вероятных в эксплуатации режимов работы вентилятора. Наличие кривых $N = \text{const}$ избавляет от необходимости подсчета мощности по QH и η . Так например, непосредственно из характеристики мы видим, что для перемещения $3 \text{ м}^3/\text{сек.}$ воздуха при 90 мм вод. ст. необходимо сообщить вентилятору № 55 1000 об/мин. и затратить мощность в $4,1 \text{ квт.}$

Центральные части характеристик вентиляторов различных размеров, соединенные на одной диаграмме (фиг. 301), образуют сводную характеристику серии одностипных вентиляторов, весьма удобную для целей подбора вентилятора к рассчитываемой сети. Сводная характеристика, представленная на фиг. 301, охватывает область режимов работы вентилятора в пределах $\eta_{см}$ от $0,450$ до $0,515$.



Фиг. 299. Изменение кривых к. п. д. вентилятора под влиянием механических потерь

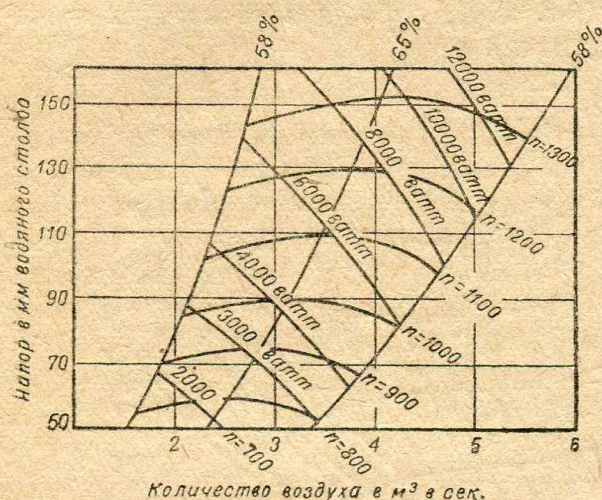
Для уяснения принципов построения безразмерных характеристик рассмотрим вопрос о влиянии размеров вентилятора на перемещаемые им объемы, развиваемые напоры и потребляемую мощность.

При постоянном числе оборотов и одинаковом режиме работы двух вентиляторов, под которым мы разумеем подобие треугольников скоростей на выходе, окружные, относительные и абсолютные скорости будут относиться между собой, как наружные диаметры (D) колес этих вентиляторов:

$$\frac{u_1}{u_2} = \frac{D_1}{D_2} = \frac{w_1}{w_2} = \frac{c_1}{c_2}. \quad (45-10)$$

Перемещаемые вентилятором объемы пропорциональны произведениям площадей сечения колес (F) на относительные скорости, т. е.

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{w_1 F_1}{w_2 F_2} = \frac{D_1}{D_2} \frac{F_1}{F_2}.$$



Фиг.300. Характеристика вентилятора „Зекк“ № 55 с кривыми расходов мощности (всасывающее отверстие — 550 мм

Для геометрически подобных вентиляторов, какими обычно являются вентиляторы различных размеров в одной и той же серии, отношение площадей можно заменить квадратом отношения линейных размеров, т. е.

$$\frac{F_1}{F_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2;$$

следовательно,

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^3, \quad (45-11)$$

т. е. при одинаковом режиме перемещаемые геометрически подобными вентиляторами объемы относятся между собой, как кубы их линейных размеров.

Так как при одинаковом для обоих вентиляторов режиме рабо-

ты $\eta_{r1} = \eta_{r2} = \text{const}$, то

$$\frac{H_{s1}}{H_{s2}} = \frac{\eta_2 H_{ms1}}{\eta_2 H_{ms2}} = \frac{\rho (u_2 c_2 u)_1}{\rho (u_2 c_2 u)_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2, \quad (45-12)$$

т. е. развиваемые подобными вентиляторами напоры относятся между собой, как квадраты линейных размеров их.

Из выражений 45—11 и 45—12 следует, что мощности относятся между собой, как пятые степени линейных размеров, ибо

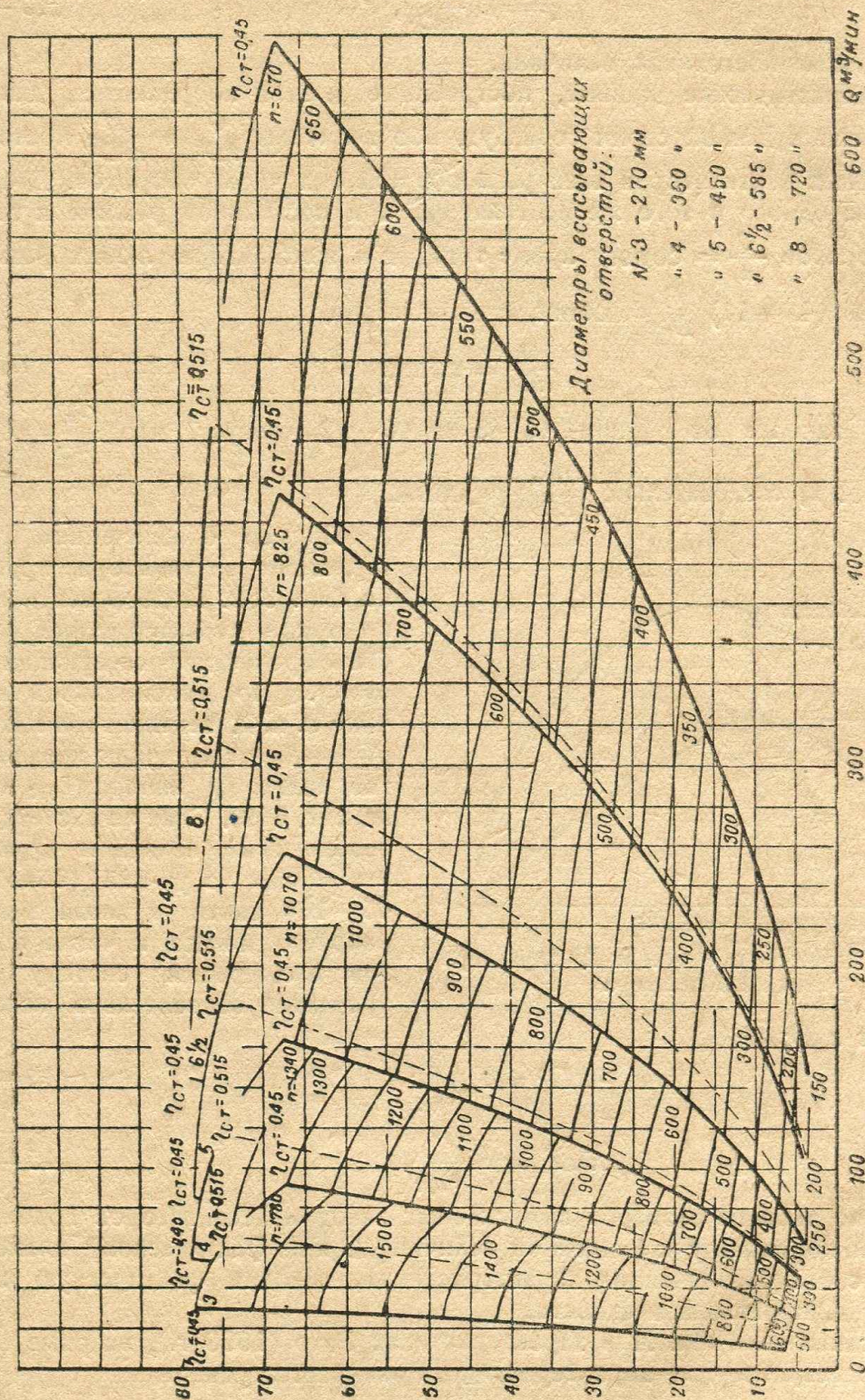
$$\frac{N_1}{N_2} = \frac{Q_1 H_1}{Q_2 H_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^3 \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2 = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^5. \quad (45-13)$$

Таким образом, увеличив диаметр рабочего колеса всего лишь на 50% и сохранив при этом число оборотов и режим работы, мы получим увеличение перемещаемых вентилятором объемов в 3,4 раза, развиваемых напоров в 2,25 раза и затрачиваемых мощностей в 7,6 раза; к. п. д. вентилятора без учета механических потерь остается при этом неизменным ($\eta_s = \text{const}$).

Совершенно понятно, что, имея характеристику одного какого-либо вентилятора данной серии, мы можем, воспользовавшись ур-ниями, 45—11, 45—12 и 45—13), построить характеристику геометрически подобного вентилятора любых других размеров.

Отсюда следует, что работа целой серии подобных вентиляторов вполне характеризуется совокупностью кривых QH и $Q\eta$ для какого-либо одного вентилятора данной серии.

На этом положении основано построение обозначенных характеристик, одинаково пригодных для каждого вентилятора геометрически подобной серии.



Фиг. 301. Сводная характеристика центробежных вентиляторов типа „Сирокко“ (Q , $H_{ст}$, $\eta_{ст}/h$)

На оси абсцисс обозначенных характеристик откладывается обычно величина

$$\delta = A \frac{Q}{nD^3} \quad (45 - 14)$$

называемая коэффициентом подачи. Здесь A — постоянная величина, значение которой дано ниже, безразмерная, так же как и отношение, стоящее за ней.

На оси ординат откладывается величина так называемого коэффициента напора

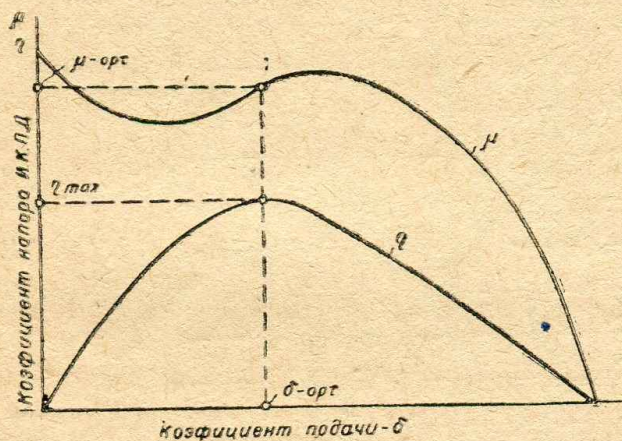
$$\mu = B \frac{H_e}{n^2 D^2}, \quad (45-15)$$

где B — также постоянная величина.

Характеристические кривые, построенные в этих координатах, для всех номеров машин данной серии совпадут, ибо величины $\frac{Q}{nD^3}$ и $\frac{H}{n^2 D^2}$ постоянны для подобных вентиляторов всех размеров и любых чисел оборотов. Действительно, для одного и того же вентилятора при постоянном режиме и любом числе оборотов $\frac{Q}{n} = \text{const}$; кроме того, для вентилятора любых размеров по ур-нию (45—11) $\frac{Q}{D^3} = \text{const}$, следовательно, и

$$\frac{Q}{nD^3} = \text{const}.$$

Точно так же из ур-ний 45—8 и 45—12 следует, что $\frac{H_e}{n^2} = \text{const}$, $\frac{H_e}{D^2} = \text{const}$ и, следовательно, $\frac{H_e}{n^2 D^2} = \text{const}$.



Фиг. 302. Пример обезличенной характеристики вентилятора

величин n и D ;

$$nD^3 = A \frac{Q}{\delta_{opt}}; \quad (45-14)$$

$$n^2 D^2 = B \frac{H_e}{\mu_{opt}}. \quad (45-15)$$

Далее по таблице размеров выпускаемых заводом вентиляторов подбираем ближайший по размеру к найденной величине D и по фактическому диаметру, пользуясь снова обезличенной характеристикой, находим фактическую величину к. п. д. и расхода мощности.

Постоянная величина A в характеристиках Рато (1898 г.), впервые предложившего безразмерные характеристики, принимается равной

$$A = \frac{240}{\pi z},$$

где z — число всасывающих отверстий вентилятора.

В характеристиках Грамберга величина A принимается равной

$$A = \frac{60}{\pi} \times \frac{D^2}{F},$$

где F — площадь выхлопного отверстия вентилятора. Легко убедиться, что при подстановке в выражение (45—14) значения A коэффициент подачи становится равным отношению между скоростью в выходном отверстии вентилятора и окружной скоростью на внешнем диаметре рабочего колеса, т. е.

$$\delta = \frac{c}{u_2}.$$

Постоянная B в характеристиках Рато и Грамберга принимается равной

$$B = \frac{3600}{\rho \pi^2}.$$

Сокращая количество необходимых характеристических кривых, безразмерные характеристики требуют производства ряда дополнительных расчетов при подборе вентилятора. Кроме того, фактические величины Q , H и N для вентилятора, подобранного по безразмерной характеристике, могут несколько разниться от ожидаемых в соответствии с результатами подбора, особенно тогда, когда абсолютные размеры подобранного вентилятора значительно отличаются от размеров вентилятора, на основании испытаний которого была построена безразмерная характеристика серии.

Учитывая наглядность индивидуальных характеристик вентиляторов и простоту оперирования с ними, мы приводим в приложениях для практических применений ряд индивидуальных характеристик вентиляторов, наиболее применимых для условий элеваторов и мельниц.

5. Применение индивидуальных характеристик для подбора вентиляторов к рассчитываемой сети. Принципы подбора вентилятора к рассчитываемой сети в основном уже были даны в предыдущем изложении. В данном пункте мы лишь конспективно повторим их в самых общих чертах, дополнив изложенное экономическими соображениями.

Из всего сказанного о вентиляторах ясно, что любой вентилятор при установке его на данной сети может переместить необходимое количество воздуха, развивая при этом соответствующий напор. Для этого необходимо лишь подобрать нужное число оборотов вентилятора.

Так например, даже весьма небольшой вентилятор „Сирокко“ № 3 (характеристика дана на фиг. 294), который нормально перемещает всего 50—80 м³/мин., развивая при этом полный напор около 60 мм вод. ст., может переместить и 170 м³/мин., развивая напор в 260 мм вод. ст. Для этого необходимо повысить число оборотов его с 1440 до 3000 об/мин., как в этом легко убедиться на основании законов пропорциональности.

Однако по условиям прочности повышение числа оборотов возможно только до известных пределов. Так например, для вентиляторов „Сирокко“ с широким рабочим колесом и узкими приклепанными к диску лопатками максимально допустимая окружная скорость наружной кромки колеса равна около

$$v_{\max} = 25—35 \text{ м/сек.}$$

Для вентиляторов с более узкими лопатками из сортовой листовой стали, соединенными с диском из того же материала при помощи заклепок или сварки,

$$v_{\max} = 50—65 \text{ м/сек.}$$

Нижний предел соответствует колесам с диаметром большим 1000 мм, верхний — для колес с диаметром меньшим 500 мм.

Таким образом соображения о прочности ставят определенный предел возможности использования малых по размерам вентиляторов при необходимости перемещения больших объемов воздуха. Пределы эти расширяемы при условии применений более высококачественных материалов и более прочных конструкций колес. Следует также помнить, что шум, производимый вентилятором, возрастает с увеличением окружной скорости.

Кроме того, подбирая вентилятор, мы должны стремиться к тому, чтобы при работе на данной сети к. п. д. вентилятора был близок к максимально возможному.

Так например, для вентилятора „Сирокко“ № 3 при $n = 1440$ об/мин. наиболее экономичными, как это видно из характеристики (см. фиг. 294), являются следующие условия работы: $Q = 50—75$ м³/мин., $H_v = 59—62$ мм вод. ст.; к. п. д. вентилятора при этом не опускается ниже 0,45.

Руководящими соображениями при подборе вентилятора к рассчитываемой сети являются следующие:

- 1) достижение наибольшего к. п. д. вентилятора;
- 2) по возможности меньшие размеры его;
- 3) соблюдение окружных скоростей, обеспечивающих достаточную прочность колеса.

Таким образом, располагая характеристиками вентиляторов, производимых заводами (см. приложения), и зная из расчета сети величины Q и H_v , мы должны подобрать такой вентилятор, на характеристике которого точка, определяемая координатами $Q—H_v$, лежит в области наиболее высоких к. п. д. Положение этой точки определяет необходимое число оборотов вентилятора. Если на характеристике нанесена лишь одна кривая $Q—H_v$ для $n = \text{const}$ (фиг. 294) и точка, соответствующая рассчитываемой сети, не попадает на эту кривую, то можно построить дополнительно несколько кривых для других значений n .

В большинстве случаев кривые $Q—N$ на характеристике вентилятора при переменном числе оборотов не наносятся. Зная к. п. д. вентилятора, мы можем вычислить потребную мощность. При этом следует помнить, что если кривые $\eta_v = \text{const}$ представляют собой параболы, сходящиеся в начале координат (см. фиг. 299, сплошные кривые), то к вычисленной мощности нужно прибавить величину потерь в подшипниках и передаче (при наличии их). Потери в подшипниках могут быть вычислены весьма точно, если известен вес колеса и род подшипников, но вычисления эти обычно излишни, ибо ошибка, вызываемая ориентировочной оценкой этих потерь, гораздо меньше неизбежных небольших запасов мощности мотора. То же следует сказать в отношении потерь в ременной передаче. Как уже было указано выше, потери в подшипниках можно принимать равными в пределах от 5 до 10% мощности, вычисленной без учета механических потерь. Такую величину можно принять для оценки потерь в ременной передаче. Ближе к нижнему пределу (5%) потери в больших вентиляторах, к верхнему (10%) — в малых.

При подборе мотора по найденной мощности обычно приходится брать больший по мощности мотор.

Запас мощности мотора следует предусматривать тогда, когда изменение режима сети может вызвать повышение потребляемой мощности.

Из приведенных характеристик центробежных вентиляторов видно, что при постоянном числе оборотов объем перемещаемого воздуха резко увеличивается при уменьшении сопротивления сети, причем полный напор, развиваемый вентилятором, изменяется при этом относительно мало, — в гораздо меньшей степени, чем объем воздуха. Следовательно, при уменьшении сопротивления сети и $n = \text{const}$ потребляемая мощность, пропорциональная произведению QH_v , будет возрастать. Наибольший расход мощности соответствует полному отсутствию сопротивлений в сети.

Таким образом, если в процессе эксплуатации предвидится такое изменение режима работы вентилятора, при котором сопротивление сети уменьшаются, то мощность мотора следует определять по Q , H_v и η_v для режима с меньшими сопротивлениями.

Указание это относится лишь к тем случаям, когда уменьшение сопротивления сети имеет длительный характер и превосходит время, в течение которого допустима перегрузка мотора.

При проектировании вентиляционной сети мельниц и элеваторов мы задаемся максимально необходимыми объемами воздуха, подлежащими отсасы-

ванию от машин. В процессе эксплуатации сети, регулируя ее работу, мы можем обычно только увеличивать ее сопротивление при помощи задвижек или клапанов, вследствие чего запасы мощности при подборе мотора излишни.

Подбирая вентилятор для сети, при регулировании которой перемещаемые объемы уменьшаются, следует стремиться к тому, чтобы точка QH_{η} при Q_{\max} лежала справа от линии максимального к. п. д. ($\eta_{\eta} = \max$). Регулировка задвижкой в этом случае не снижает, а даже несколько увеличивает к. п. д. вентилятора, что важно при этом, наименее выгодном способе регулировки.

В ряде случаев необходимо тщательно проверять возможность перегрузки мотора. Так например, мотор вентилятора шахтной зерносушилки значительно перегружается при работе вентилятора на сушилку, не заполненную зерном.

Кроме описанных графических характеристик, широко применяются для целей подбора вентиляторов табличные характеристики, называемые обычно таблицами эксплуатационных данных о вентиляторах. Таблицы эти не дают полной характеристики вентилятора и содержат обычно данные о режиме, близком к наивыгоднейшему. Будучи значительно менее наглядными, чем графические характеристики, таблицы не дают возможности решать нужные вопросы для сетей со смешанными сопротивлениями; в этом случае приходится по данным таблицы построить хотя бы часть характеристики вентилятора для совмещения ее с графической характеристикой сети.

Следует подчеркнуть, что таблицы, приводимые в каталогах заводов и объединений, часто недостаточно надежны, содержат ошибки, вызванные недостаточно тщательным испытанием вентиляторов в заводской обстановке либо заимствованием таблиц из устаревших каталогов. Замечание это относится, в частности, к широко распространенной таблице, приводимой в альбомах Союзпродмашины; пользование этой таблицей, заимствованной без всяких изменений из каталога фирмы Зекк, совершенно недопустимо.

Наиболее достоверными таблицами и характеристиками являются приведенные в справочнике-каталоге ЦАГИ (Технические заметки ЦАГИ, № 63 и 86, составитель инж. М. П. Калинушкин). Характеристики эти составлены на основании тщательного опытного изучения институтом продукции наших заводов.

§ 46. ТИПЫ И КОНСТРУКЦИИ ВЕНТИЛЯТОРОВ

1. Классификация типов вентиляторов. Типы центробежных вентиляторов классифицируют обычно по статическому напору, развиваемому ими при максимальном статическом к. п. д.:

- 1) вентиляторы низкого давления $H_{ст}$ до 100 мм вод. ст.;
- 2) вентиляторы среднего давления $H_{ст}$ от 100 до 400 мм вод. ст.;
- 3) вентиляторы высокого давления $H_{ст}$ выше 400 мм вод. ст.

Классификация эта имеет преимущества простоты и наглядности, но не является достаточно четкой, ибо развиваемый вентилятором напор зависит от числа оборотов. Следовательно, при изменении числа оборотов вентилятора на одном и том же режиме он может из одной группы попасть в другую.

Более четко тип вентилятора определяется величиной удельного числа оборотов, применяемой для характеристики всех турбомашин (турбин, центробежных насосов).

Удельным числом оборотов ($n_{уд}$) называется безразмерная величина, численно равная минутному числу оборотов воображаемого вентилятора, который геометрически подобен данному, но имеет размеры, обуславливающие при $\eta_{ст} = \max$ подачу 1 м³/сек. стандартного воздуха при определенной величине $H_{ст}$.

В ЦАГИ величина $H_{ст}$ для этой цели принимается равной 30 мм вод. ст.¹, что дает значения $n_{уд}$, лежащие в области применяемых чисел оборотов.

¹ В. И. Поликовский, Вентиляторы, воздуходувки и компрессоры, т. I, ОНТИ, 1935.

Величину $n_{y\partial}$ для вентилятора, подающего q м³/сек. при статическом напоре, равном для оптимального режима ($\eta_{cm} = \max$) H_{cm} мм вод. ст., можно определить следующим образом.

Найдем число оборотов n_1 такого вентилятора, который, будучи подобен данному, подавал бы $q = 1$ м³/сек., развивая напор $H_{cm} = 30$ мм вод. ст.; очевидно, что при этих условиях $n_1 = n_{y\partial}$.

При изменении числа оборотов подаваемый вентилятором объем изменяется по выражению (45—7) следующим образом:

$$Q_2 = Q_1 \frac{n_2}{n_1}.$$

То же при изменении размеров по выражению (45—11):

$$Q_2 = Q_1 \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^3.$$

При одновременном изменении числа оборотов и размеров

$$Q_2 = Q_1 \frac{n_2}{n_1} \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^3$$

или при указанных выше обозначениях ($Q_2 = q$; $q = 1$ м³/сек.; $n_1 = n_{y\partial}$) получим:

$$q = \frac{n}{n_{y\partial}} \left(\frac{D}{D_{y\partial}} \right)^3. \quad (46-1)$$

При изменении числа оборотов развиваемый вентилятором напор как полный, так и статический изменяется по выражению (45—8) следующим образом:

$$H_2 = H_1 \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2.$$

То же при изменении размеров по выражению (45—12):

$$H_2 = H_1 \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^2.$$

При одновременном изменении числа оборотов и размеров

$$H_2 = H_1 \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2 \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^2.$$

При $H_1 = H_{cm_1} = 30$ мм вод. ст. и $n_1 = n_{y\partial}$

$$H = 30 \frac{n^2}{n_{y\partial}^2} \left(\frac{D}{D_{y\partial}} \right)^2.$$

Так как развиваемые вентилятором напоры прямо пропорциональны плотностям (см. ур-ния 44—7 и 44—8, то, относя последнее выражение к плотности, получим

$$\frac{H}{\rho} = \frac{30}{0,122} \frac{n^2}{n_{y\partial}^2} \left(\frac{D}{D_{y\partial}} \right)^2. \quad (46-2)$$

Решая систему ур-ний 46—1 и 46—2 относительно $n_{y\partial}$, получим

$$n_{y\partial} = 62,5 \frac{q^{0,5}}{\left(\frac{H}{\rho} \right)^{0,75}} n = 20\pi \frac{q^{0,5}}{\left(\frac{H}{\rho} \right)^{0,75}} \quad (46-3)$$

или для стандартного воздуха ($\rho = 0,122$) округленно

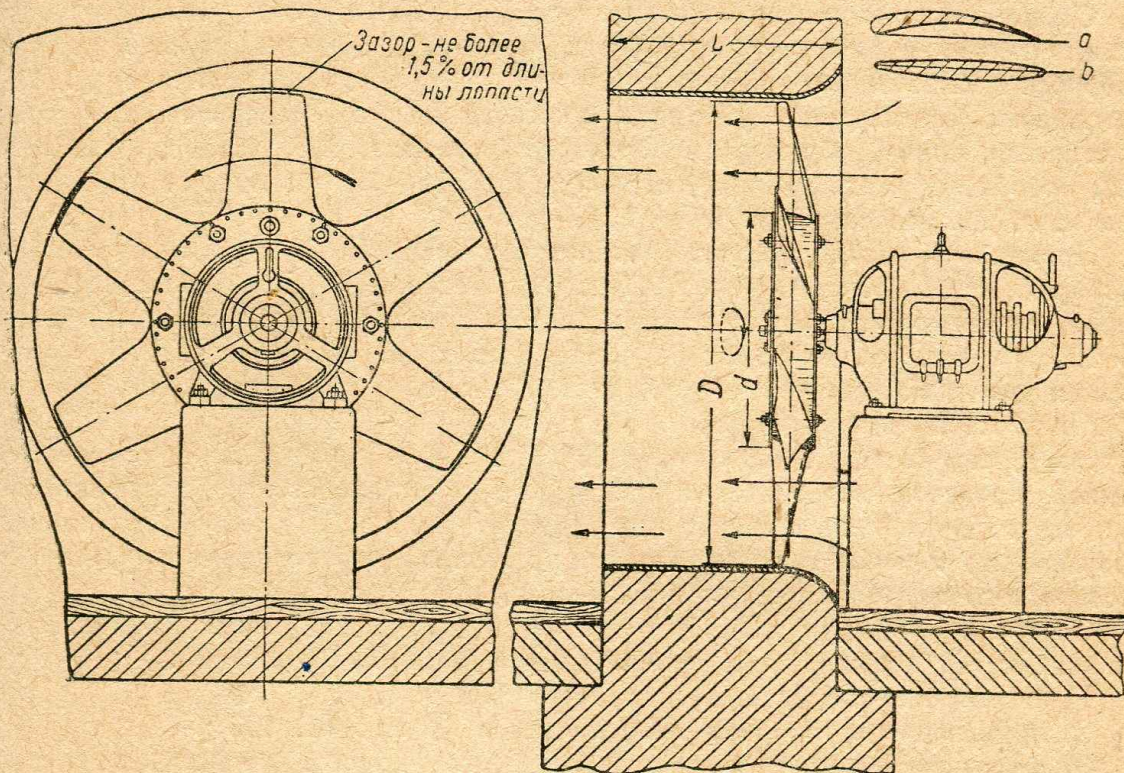
$$n_{y\partial} = 13 \frac{q^{0,5}}{H^{0,75}} n. \quad (46-4)$$

Так например, вентилятор Главпродмашины № 5 при $\eta_{см\ max} = 0,49$ перемещает около $100\ m^3/мин.$, развивая напор $H_{см} = 41\ mm\ вод.\ ст.$ при $n = 690\ об/мин.$ Следовательно, удельное число оборотов или удельная быстроходность такого вентилятора равна

$$n_{уд} = 13 \frac{1,67^{0,5}}{41^{0,75}} 690 = \frac{13 \times 1,29 \times 690}{16,2} = 715.$$

Физический смысл величины удельной быстроходности ясен непосредственно из рассмотрения выражения ее (46—4):

1) быстроходными вентиляторами с большим $n_{уд}$ будут такие, которые подают большие количества воздуха при незначительных напорах и больших числах оборотов;



Фиг. 303. Осевой вентилятор с лопастями ЦАГИ

2) тихоходными — такие, которые подают малые количества воздуха, но развивают большой напор, имея относительно небольшие числа оборотов.

Таким образом величина $n_{уд}$ действительно характеризует тип вентилятора, т. е. соотношение размеров его.

По признаку быстроходности вентиляторы можно разделить на следующие четыре типа¹:

- 1) быстроходные с $n_{уд}$ более 1000;
- 2) средней быстроходности с $n_{уд}$ от 1500 до 600;
- 3) тихоходные с $n_{уд}$ от 200 до 800;
- 4) очень тихоходные с $n_{уд}$ от 100 до 500.

В условиях элеваторов и мельниц применяются преимущественно вентиляторы третьего типа, т. е. тихоходные.

2. Осевые вентиляторы (быстроходные и средней быстроходности). Вращение колеса с лопастями, представляющими собой части винтовых поверхностей (фиг. 303), вызывает движение воздуха вдоль колеса. Принцип действия вентиляторов этого рода, называемых осевыми, винтовыми, или пропеллерными, отдаленно напоминает поступательное движение удерживаемой от вращения гайки (воздух), насаженной на вращающийся винт (лопастное колесо).

¹ См. предыдущую ссылку.

Выражение теоретической величины напора, развиваемого центробежными вентиляторами (44—4), применимо и для случая осевых вентиляторов, если учесть, что окружная скорость при движении струек вдоль оси не изменяется ($u_1 = u_2$ или $u_1 - u_2 = 0$). Следовательно, для осевых вентиляторов

$$H_{те} = \frac{\rho}{2} (\omega_1^2 - \omega_2^2) + \frac{\rho}{2} (c_2^2 - c_1^2). \quad (46-5)$$

Следует отметить, что все приведенные выше положения о мощности, затрачиваемой вентиляторами, к. п. д. их, о характеристиках вентиляторов и законах пропорциональности применимы не только к центробежным, но и к осевым вентиляторам.

Осевые вентиляторы до недавнего времени были широко распространены исключительно в качестве настольных, оконных, т. е. для случаев работы либо без всяких сопротивлений, либо при незначительной величине их. Лопасти этих вентиляторов делались сужающимися по направлению к оси, т. е. имели форму, обратную изображенной на фиг. 303. Напор, развиваемый подобными вентиляторами, ограничивался 10—15 мм вод. ст. при низком к. п. д., равном всего лишь 0,20—0,35.

Применив к расчету осевых вентиляторов вихревую теорию гребных винтов проф. Н. Е. Жуковского, ЦАГИ создал несколько серий осевых вентиляторов, развивающих высокие напоры, достигающие для некоторых конструкций до 100 мм вод. ст. и более; к. п. д. осевых вентиляторов ЦАГИ повышается для отдельных конструкций до 0,70, т. е. в 2—3 раза выше, чем для обычных осевых вентиляторов.

Эти преимущества вентиляторов ЦАГИ привели почти к полному прекращению производства винтовых вентиляторов с лопастями, сужающимися к центру. Кроме того, с появлением вентиляторов ЦАГИ осевые вентиляторы получили применение в промышленных установках (вентиляционные установки Московского метрополитена, горное дело).

Осевые вентиляторы ЦАГИ, один из которых изображен на фиг. 303, отличаются от прежних конструкций следующими особенностями:

- 1) расширение лопастей по направлению к центру;
- 2) применение втулки большого диаметра (d на фиг. 303);
- 3) применение аэродинамически выгодного профиля лопасти (a на фиг. 303).

Расширение лопастей у центра повышает напор и к. п. д., ибо при низких окружных скоростях у втулки и узких в этом месте лопастях напор в областях, лежащих близ оси, весьма мал по сравнению с напором, развиваемым концом широкой лопасти, идущей с большой окружной скоростью. Вследствие этого воздух, направляясь от области большего в область меньшего давления, начинает течь в обратном общему направлению, что приводит к понижению напора и к. п. д. вентилятора.

Расширение лопастей у втулки и большой диаметр ее уничтожают обратные токи воздуха. Диаметр втулки колеблется обычно в пределах $d =$ от $0,3D$ до $0,5D$, причем, чем выше необходимый напор, тем большим должен быть диаметр втулки.

Лопасти осевых вентиляторов ЦАГИ имеют наиболее выгодные в аэродинамическом отношении профили, рассчитываемые аналогично крыльям самолетов, что резко уменьшает потери при обтекании их воздухом, повышает напор и к. п. д. вентилятора.

Правильным направлением вращения осевого вентилятора является такое, при котором лопасти движутся вогнутой стороной вперед; тупая кромка лопасти при этом должна быть направлена вперед (см. фиг. 303, a).

Правым принято считать направление вращения по часовой стрелке по отношению к наблюдателю, обдуваемому потоком, как это изображено, например, на фиг. 303; левым — обратное направление.

Наряду с вентиляторами определенного направления существуют реверсивные осевые вентиляторы, поперечное сечение лопастей которых имеет чечевицеобразную форму с закругленными краями (фиг. 303, *b*). Профиль этот менее выгоден в аэродинамическом отношении, понижает к. п. д. вентилятора, но эффективность работы его вполне одинакова для любого направления вращения.

При установке осевого вентилятора без воздуховода ширина кожуха (L на фиг. 303) должна быть не меньше ширины втулки. Зазор между концом лопасти и воздуховодом или кожухом должен быть по возможности меньше и не превышать 1,5% длины лопасти, т. е.

$$b \leq 0,015 \frac{D-d}{2}.$$

Наличие более значительных зазоров ведет к повышению потерь вследствие усиления обратных токов воздуха через кольцевую щель зазора.

Основные преимущества осевых вентиляторов ЦАГИ заключаются в следующем:

1) высокий к. п. д., достигающий до 0,7, превышающий в отдельных случаях к. п. д. центробежных вентиляторов;

2) весьма незначительное изменение расхода мощности при увеличении перемещаемого объема, что делает излишними запасы мощности мотора, необходимые в ряде случаев для центробежных вентиляторов, затрата мощности которыми, как известно, возрастает с увеличением подачи;

3) малые габариты;

4) простота конструкции, малый расход металла.

Максимально допустимая окружная скорость конца лопасти осевых вентиляторов равна по условиям прочности около 80 м/сек., а для реверсивных вентиляторов — до 100 м/сек. Однако по условиям бесшумности работы окружную скорость принимают обычно равной ниже 60 м/сек., а для реверсивных — ниже 80 м/сек.

Осевые вентиляторы ЦАГИ строятся двух-трех-четырехлопастными и с большим количеством лопастей. Величина развиваемого вентилятором напора растет с увеличением количества лопастей.

Применение осевых вентиляторов наиболее выгодно в случае необходимости перемещения больших объемов при относительно низких напорах. Область экономичного использования осевых вентиляторов ясна из табл. 31, в которой приведены данные об оптимальных величинах подачи напора для наиболее широко применяемых серий, производимых московским заводом „Электрометпром“.

Величина напора и подача могут быть регулируемыми даже при постоянном числе оборотов путем изменения угла установки лопастей, которые у реверсивных вентиляторов делаются поворотными. С увеличением угла установки (α) развиваемый вентилятором напор растет, но при $\alpha > 15^\circ$ к. п. д. вентилятора несколько уменьшается, как это видно из табл. 32.

В условиях мельниц и элеваторов осевые вентиляторы ЦАГИ применимы для установки в сетях с небольшими нагрузками ткани фильтров, т. е. для напоров, не больших 45—55 мм вод. ст. Угол установки лопастей находится для этого случая в пределах $15-20^\circ$ при полном к. п. д. 0,50—0,56.

Поток после осевого вентилятора делается закрученным, вследствие чего для преобразования динамического напора закручивания в статическое давление полезно ставить за осевым вентилятором выпрямляющие устройства (решетку).

Повышение напора может быть достигнуто также последовательным соединением двух вентиляторов. Развиваемый при этом напор равен сумме напоров соединенных вентиляторов при неизменном расходе. В случае последовательного соединения осевых вентиляторов между ними необходимо ставить

выпрямляющую решетку, ибо второй вентилятор, работая на том же числе оборотов, но в закрученном уже потоке, не сможет сообщать воздуху достаточной дополнительной энергии (напора).

При последовательном соединении двух осевых вентиляторов удельная быстроходность их снижается до $n_{уд} \cong 800$. Однако, начиная с $n_{уд}$, равного около 1500, обычно применяют уже центробежные вентиляторы.

Мы не описываем деталей конструкций осевых вентиляторов, отсылая за этим к специальным изданиям¹.

3. Центробежные вентиляторы (тихоходные). Размер вентилятора принято обозначать номером, который представляет собой диаметр рабочего колеса, выраженный в дециметрах. Только некоторые заводы выражают номером диаметр всасывающего отверстия в дециметрах или сантиметрах.

Таблица 31

Осевые вентиляторы ЦАГИ

(Максимальные величины подачи и напоров при наиболее выгодном режиме работы)

| № вентилятора | Диаметры колес в мм | Максимальное число в об/мин. | Q м³/час для двухлопастных вентиляторов (серия № 18) $H_{в \max} = 14$ мм вод. ст. $\eta_{в \max} = 0,60$ | Q м³/час для трехлопастных вентиляторов (серия № 7) $H_{в \max} = 19$ мм вод. ст. $\eta_{в \max} = 0,60$ | Q м³/час для четырехлопастных вентиляторов (серия № 4) $H_{в \max} = 31$ мм вод. ст. $\eta_{в \max} = 0,60$ |
|------------------|---------------------|------------------------------|---|--|---|
| 3 | 300 | 3830 | 1 900 | 1 650 | 2 430 |
| 4 | 400 | 2870 | 3 430 | 2 900 | 4 400 |
| 5 | 500 | 2300 | 5 400 | 4 600 | 6 700 |
| 6 | 600 | 1910 | 7 800 | 6 500 | 9 700 |
| 7 | 700 | 1640 | 10 420 | 9 000 | 13 100 |
| 8 ^{1/2} | 850 | 1350 | 15 750 | 13 300 | 19 200 |
| 10 | 1000 | 1150 | 21 500 | 18 500 | 26 800 |
| 12 | 1200 | 960 | 40 000 | 26 500 | 38 500 |
| 14 | 1400 | 820 | 42 000 | 36 000 | 52 200 |
| 16 | 1600 | 720 | 54 000 | 47 000 | 69 000 |

Таблица 32

Максимальные величины напоров и подач для осевых реверсивных восьмилопастных вентиляторов ЦАГИ при наиболее выгодных режимах работы

| № вентилятора | Диаметры колес в мм | Максимальное число в об/мин. | Подача в м³/час при максимальном числе оборотов | | | |
|------------------|---------------------|------------------------------|--|--|--|---|
| | | | $\alpha = 10^\circ$ $H_{в \max} = 41$ мм вод. ст. $\eta_{в \max} = 0,37$ | $\alpha = 15^\circ$ $H_{в \max} = 44$ мм вод. ст. $\eta_{в \max} = 0,56$ | $\alpha = 20^\circ$ $H_{в \max} = 54$ мм вод. ст. $\eta_{в \max} = 0,50$ | $\alpha = 25^\circ$ $H_{в \max} = 57$ мм вод. ст. $\eta_{в \max} = 0,465$ |
| 5 | 500 | 3060 | 3 450 | 6 180 | 7 650 | 9 220 |
| 6 | 600 | 2550 | 4 950 | 8 600 | 11 200 | 13 300 |
| 7 | 700 | 2180 | 6 800 | 12 000 | 15 000 | 18 000 |
| 8 ^{1/2} | 850 | 1800 | 10 000 | 17 800 | 22 000 | 26 800 |
| 10 | 1000 | 1550 | 13 800 | 24 500 | 31 100 | 37 000 |
| 12 | 1200 | 1275 | 19 500 | 35 500 | 44 000 | 53 000 |
| 14 | 1400 | 1075 | 27 000 | 48 000 | 60 000 | 72 500 |
| 16 | 1600 | 960 | 35 500 | 63 000 | 79 000 | 95 000 |

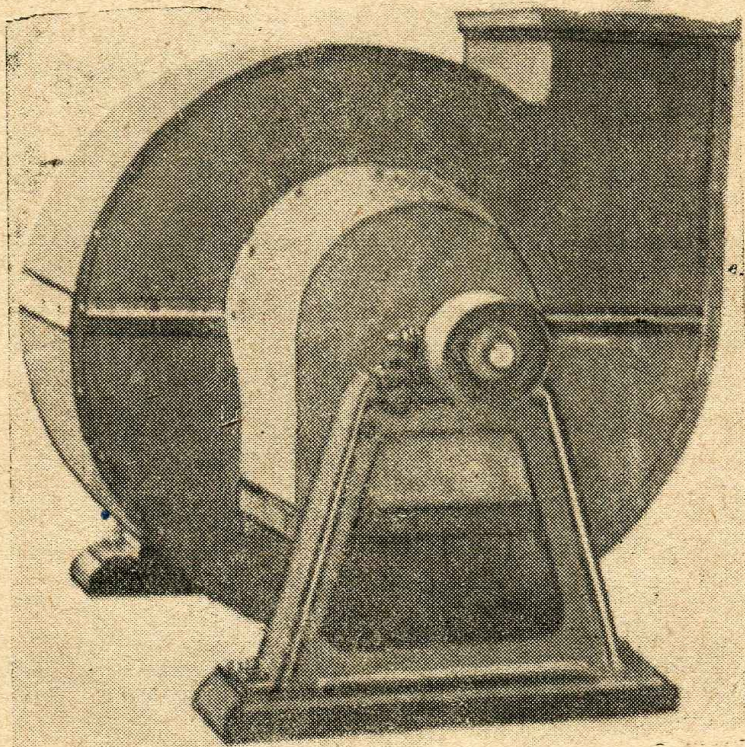
¹ См., например, инж. Бушель и Сурнов, Атлас конструкций центробежных и осевых вентиляторов, Труды ЦАГИ, вып. 157, 1935.

Однако номер вентилятора не определяет собой его производительности, ибо она зависит также от типа вентилятора, т. е. в основном от соотношения размеров лопаток, внутреннего и внешнего диаметров колес.

Центробежные вентиляторы средней быстроходности, т. е. машины, перемещающие большие объемы при незначительных напорах, отличаются широким рабочим колесом и короткими в радиальном направлении лопатками, т. е. малой разностью наружного D_2 и внутреннего D_1 диаметров колеса.

Такого рода машиной является, например, вентилятор „Сирокко“, изображенный на фиг. 293, являющийся машиной средней быстроходности с $n_{уд}$, равным около 880—950.

Большая ширина лопаток вентиляторов средней быстроходности (низконапорных) вызывается необходимостью перемещения больших объемов и, следовательно, потребностью в больших сечениях колеса. Малая величина разности $D_2 - D_1$, малая величина D_2 по сравнению с диаметром всасывающего отверстия объясняется отсутствием необходимости в больших окружных скоростях (u_2) вследствие незначительности потребных напоров ($H_s = \eta_2 \rho u_2^2 c_{2u}$).



Фиг. 304. Вентилятор со всасывающей коробкой

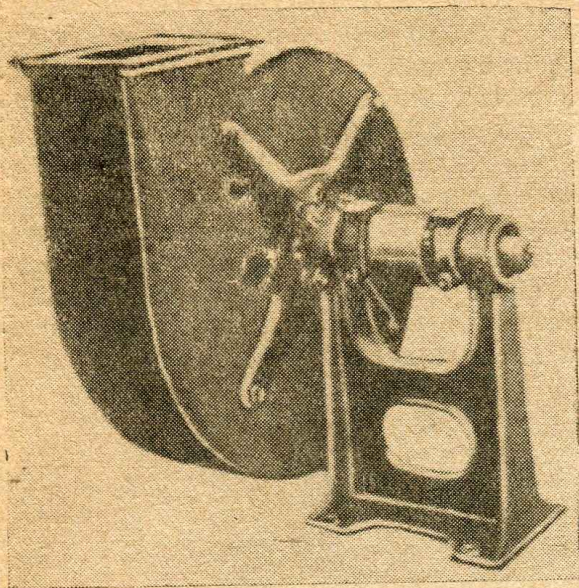
Чем выше напор и чем меньше перемещаемые объемы, тем, следовательно, больше необходимая величина D_2 , тем меньше сечения, нужные для прохода воздуха, т. е. тем уже лопатки и тем больше разность между D_2 и D_1 .

Таким образом высоконапорные (тихоходные) вентиляторы отличаются от низконапорных (быстроходных) даже по внешнему виду. Первые имеют узкий в осевом направлении кожух с относительно малым всасывающим и выхлопным отверстиями. Вторые имеют широкий кожух с большими отверстиями для входа и выхода воздуха.

Центробежные вентиляторы средней быстроходности и быстроходные с $n_{уд}$ не менее 1100—1500 обычно выполняются с двумя всасывающими отверстиями, расположенными по обеим сторонам кожуха. Наличие двух всасывающих отверстий объясняется потребностью в больших сечениях при малом наружном диаметре рабочего колеса. Наличие одного всасывающего отверстия большего диаметра привело бы к необходимости повышения диаметра рабочего колеса при понижении числа оборотов, т. е. значительно увеличило бы габариты машины.

При двустороннем всасывании вентилятор в случае работы на всасывающий воздуховод обычно снабжается всасывающими коробками (фиг. 304), позволяющими вынести подшипники из потока запыленного или горячего воздуха.

Вентилятор, работающий на всасывании, называют иногда эксгаустором.

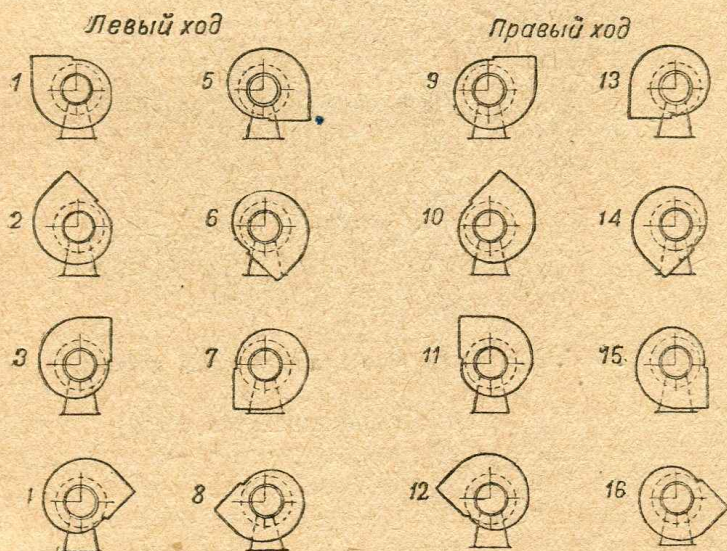


Фиг. 305. Крепление поворотного кожуха вентилятора к станине

При проектировании установки центробежного вентилятора следует выбирать направление вращения вентилятора таким образом, чтобы избежать перекрестной ременной передачи, особенно нежелательной при малом диаметре приводного шкива вентилятора, и излишних изгибов всасывающего воздуховода.

По направлению вращения различают вентиляторы правого и левого хода, причем под первым у нас разумеют вентиляторы, вращающиеся по часовой стрелке, если наблюдатель расположен со стороны привода; вентиляторы левого хода имеют обратное направление вращения. Немецкие заводы в своих обозначениях предполагают наблюдателя, находящегося со стороны всасывающего

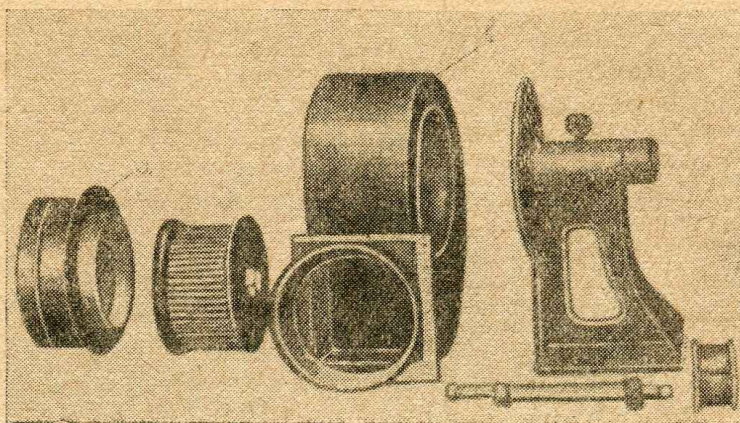
отверстия. Каждый завод производит вентиляторы как правого, так и левого хода.



Фиг. 306. Возможные положения выхлопного отверстия вентиляторов правого и левого хода

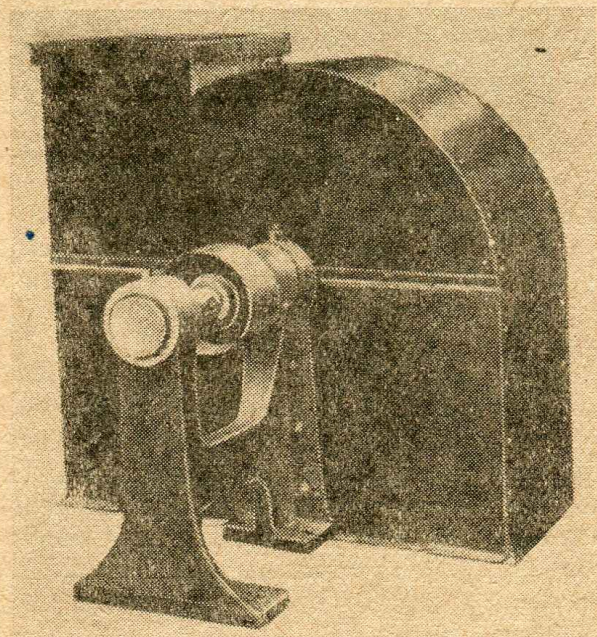
Кроме того, при проектировании установки вентилятора во избежание излишних изгибов нагнетающего воздуховода необходимо выбрать наиболее удобное положение выхлопного отверстия. Кожух вентилятора в большинстве случаев выполняется поворотным, как это изображено на фиг. 305, представляющей одну из конструкций крепления кожуха к станине. К кожуху вентилятора четырьмя болтами прикреплена крестовина, имеющая по окружности, расположенной близ оси, восемь отверстий для болтов, крепящих крестовину с кожухом к станине. Из этих восьми отверстий четыре всегда свободны.

Благодаря такой конструкции крепления кожуха к станине мы имеем возможность фиксировать кожух в любом из восьми положений, изображенных на фиг. 306.



Фиг. 307. Вентилятор с поворотным кожухом, допускающим, кроме того, реверсирование хода

Следует отметить, что в таких положениях вентиляторы можно не только устанавливать на полу, но и подвешивать к потолку, особенно при небольших размерах их, обуславливающих свободный проход под вентилятором высотой



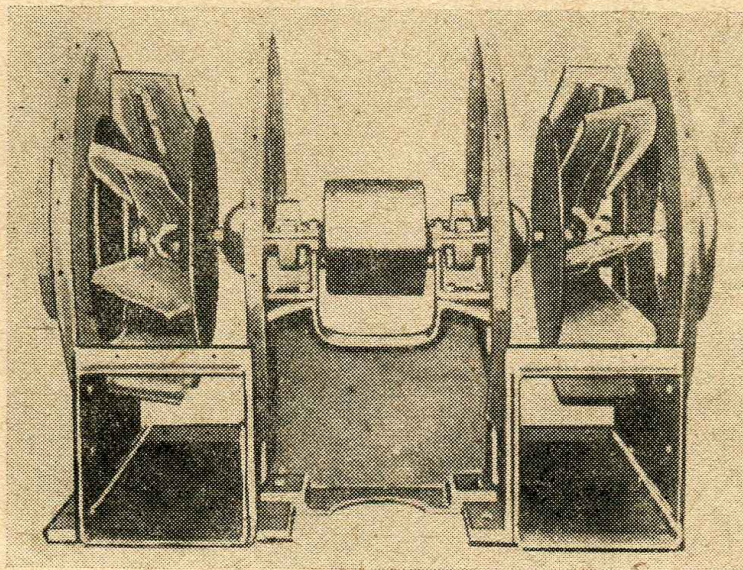
Фиг. 308. Вентилятор с кожухом, не допускающим поворота

не менее 2,2 м. При подвеске вентилятора на скользящих подшипниках необходимо предупредить возможность вытекания масла из подшипников и не нарушить условия работы смазывающих колец.

Некоторые конструкции, как, например, изображенная на фиг. 307, допускают не только поворот кожуха в соответствии с местными условиями, но и реверсирование хода, т. е. работу одного и того же вентилятора как в качестве правого, так и левого. Для осуществления этой возможности диаметр окружности болтов крепящего диска станины делается равным диаметру

окружности болтов фланца всасывающего патрубка. Такая конструкция является наиболее гибкой, наиболее легко приспособляемой к местным условиям установки в отличие от конструкции, изображенной на фиг. 308, не допускающей никаких поворотов и целесообразной только для вентиляторов очень больших размеров.

Вентиляторы „Сирокко“ имеют большое количество лопаток, часто расставленных по окружности колеса ($48 \div 64$), вследствие чего при наличии в воздухе крупных примесей, вроде колосков соломы, как это бывает на элеваторах и в зерноочистительных отделениях мельниц, сечения между лопатками могут быть закупорены. Вентилятор в этом случае резко снизит эффективность своей работы, либо совсем откажет в ней.



Фиг. 309. Сдвоенный пылевой вентилятор

Для работы в подобных условиях применяются так называемые пылевые вентиляторы (фиг. 309), колёсо которых отличается малым количеством лопаток (шесть — восемь). Эксплуатационные данные пылевых вентиляторов ЦАГИ настолько хороши, что применение их следует рекомендовать даже для чистого воздуха.

В данном случае (на фиг. 309) изображен сдвоенный тихоходный пылевой вентилятор с одним приводом, что уменьшает размеры машины по ширине и высоте, вес ее, упрощает привод, уменьшает количество подшипников. Вместо шкива возможна также установка электромотора между двумя кожухами, без каких бы то ни было дополнительных подшипников.

Так как вентиляторы являются машинами высокооборотными, то наиболее рациональным типом привода их в случае электрифицированного предприятия является непосредственная посадка рабочего колеса на вал электромотора, подобно изображенному на фиг. 281.

ПРИЛОЖЕНИЯ

НОРМАЛЬНАЯ ШКАЛА ЭФ

(по данным исследовательской лаборатории Амери

| Температура сухого термометра в °C | Скорость воздуха | | | | | | | | | |
|------------------------------------|-----------------------------|-------|-------|---------------|-------|-------|--------------|-------|-------|-------|
| | Спокойный воздух в 0 м/сек. | | | 0,25 м в сек. | | | 0,5 м в сек. | | | 1 м |
| | Относительная | | | | | | | | | |
| | 100 | 50 | 20 | 100 | 50 | 20 | 100 | 50 | 20 | 100 |
| 0 | 0 | 0,9 | 1,2 | — | — | — | — | — | — | — |
| 4 | 4 | 4,5 | 4,7 | 2,4 | 3 | 3,3 | 0,8 | 1,7 | 2 | — |
| 7 | 7 | 7,1 | 7,2 | 5,7 | 6 | 6 | 4,2 | 4,7 | 4,9 | 1,7 |
| 10 | 10 | 9,7 | 9,6 | 8,9 | 8,8 | 8,7 | 7,6 | 7,7 | 7,7 | 5,4 |
| 11 | 11 | 10,55 | 10,4 | 9,95 | 9,7 | 9,5 | 8,8 | 8,7 | 8,6 | 6,6 |
| 12 | 12 | 11,4 | 11,15 | 11 | 10,6 | 10,3 | 9,9 | 9,65 | 9,5 | 7,85 |
| 13 | 13 | 12,25 | 11,9 | 12,05 | 11,50 | 11,1 | 11 | 10,6 | 10,4 | 9,1 |
| 14 | 14 | 13,1 | 12,6 | 13,1 | 12,4 | 11,9 | 12,1 | 11,55 | 11,25 | 10,3 |
| 15 | 15 | 13,95 | 13,35 | 14,2 | 13,25 | 12,7 | 13,2 | 12,5 | 12,1 | 11,55 |
| 16 | 16 | 14,8 | 14,1 | 15,25 | 14,1 | 13,5 | 14,3 | 13,4 | 12,9 | 12,8 |
| 16,5 | 16,5 | 15,2 | 14,5 | 15,7 | 14,6 | 13,9 | 14,85 | 13,85 | 13,3 | 13,4 |
| 17 | 17 | 15,6 | 14,85 | 16,3 | 15,0 | 14,3 | 15,4 | 14,3 | 13,7 | 14 |
| 17,5 | 17,5 | 16 | 15,2 | 16,8 | 15,4 | 14,7 | 15,95 | 14,75 | 14,1 | 14,6 |
| 18 | 18 | 16,4 | 15,6 | 17,3 | 15,85 | 15,1 | 16,5 | 15,2 | 14,5 | 15,2 |
| 18,5 | 18,5 | 16,8 | 15,95 | 17,8 | 16,3 | 15,45 | 17,05 | 15,65 | 14,9 | 16,75 |
| 19 | 19 | 17,2 | 16,3 | 18,55 | 16,7 | 15,85 | 17,6 | 16,1 | 15,3 | 16,3 |
| 19,5 | 19,5 | 17,6 | 16,65 | 18,9 | 17,1 | 16,2 | 18,15 | 16,55 | 15,7 | 16,9 |
| 20 | 20 | 18 | 17 | 19,4 | 17,55 | 16,55 | 18,7 | 17 | 16,1 | 17,45 |
| 20,5 | 20,5 | 18,4 | 17,35 | 19,9 | 18 | 16,9 | 19,25 | 17,45 | 16,5 | 18 |
| 21 | 21 | 18,8 | 17,7 | 20,45 | 18,4 | 17,3 | 19,8 | 17,9 | 16,85 | 18,6 |
| 21,5 | 21,5 | 19,2 | 18,05 | 20,95 | 18,8 | 17,65 | 20,35 | 18,3 | 17,2 | 19,2 |
| 22 | 22 | 19,6 | 18,4 | 21,5 | 19,2 | 18 | 20,9 | 18,7 | 17,6 | 19,85 |
| 22,5 | 22,5 | 20 | 18,75 | 22 | 19,6 | 18,35 | 21,45 | 19,1 | 17,95 | 20,3 |
| 23 | 23 | 20,4 | 19,1 | 22,5 | 20 | 18,7 | 22 | 19,5 | 18,3 | 20,9 |
| 23,5 | 23,5 | 20,8 | 19,4 | 23 | 20,4 | 19,05 | 22,55 | 19,95 | 18,7 | 21,5 |
| 24 | 24 | 21,2 | 19,75 | 23,55 | 20,8 | 19,4 | 23,05 | 20,35 | 19,05 | 22,05 |
| 24,5 | 24,5 | 21,6 | 20,05 | 24,1 | 21,2 | 19,75 | 23,6 | 20,8 | 19,45 | 22,6 |
| 25 | 25 | 22 | 20,4 | 24,6 | 21,6 | 20,1 | 24,1 | 21,2 | 19,7 | 23,2 |
| 25,5 | 25,5 | 22,4 | 20,7 | 25,1 | 22 | 20,45 | 24,65 | 21,6 | 20,1 | 23,75 |
| 26 | 26 | 22,8 | 21,05 | 25,6 | 22,4 | 20,8 | 25,15 | 22 | 20,4 | 24,3 |
| 27 | 27 | 23,55 | 21,7 | 26,6 | 23,15 | 21,4 | 26,2 | 22,8 | 21,1 | 25,4 |
| 28 | 28 | 24,3 | 22,35 | 27,6 | 23,9 | 22 | 27,25 | 23,6 | 21,8 | 26,5 |
| 29 | 29 | 25,05 | 23 | 28,65 | 24,65 | 22,65 | 28,3 | 24,4 | 22,45 | 27,6 |
| 30 | 30 | 25,8 | 23,6 | 29,7 | 25,4 | 23,3 | 29,35 | 25,2 | 23,1 | 28,7 |
| 31 | 31 | 26,55 | 24,2 | 30,7 | 26,2 | 23,9 | 30,4 | 25,95 | 23,7 | 29,8 |
| 32 | 32 | 27,3 | 24,8 | 31,7 | 27 | 24,5 | 31,45 | 26,7 | 24,3 | 30,9 |
| 33 | 33 | 28 | 25,35 | 32,75 | 27,75 | 25,1 | 32,5 | 27,45 | 24,9 | 32,05 |
| 34 | 34 | 28,7 | 25,9 | 33,8 | 28,5 | 25,7 | 33,55 | 28,2 | 25,5 | 33,2 |
| 36 | 36 | 30,1 | 27 | 35,9 | 29,9 | 26,8 | 35,8 | 29,6 | 26,6 | 35,6 |
| 38 | 38 | 31,5 | 28,1 | 38 | 31,3 | 27,9 | 38 | 31 | 27,7 | 38,1 |
| 40 | 40 | 32,8 | 29,2 | 40,1 | 32,6 | 28,9 | 40,2 | 32,5 | 28,8 | 40,5 |
| 43 | 43 | 34,8 | 30,6 | — | 34,7 | 30,4 | — | 34,6 | 30,3 | — |
| 46 | 46 | 36,9 | 32 | — | 36,9 | 31,8 | — | 36,8 | 31,7 | — |
| 49 | 49 | 39,1 | 33,3 | — | 39,1 | 33,2 | — | 39,2 | 33,1 | — |
| 52 | 50 | 41,4 | 34,5 | — | 41,5 | 34,5 | — | 41,7 | 34,4 | — |

ФЕКТИВНЫХ ТЕМПЕРАТУР

канского о-ва инженеров по вентиляции и отоплению)

в метрах в секунду

в сек.

1,5 м в сек.

2,5 м в сек.

3,5 м в сек.

в л а ж н о с т ь в %

| 50 | 20 | 100 | 50 | 20 | 100 | 50 | 20 | 100 | 50 | 20 |
|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| — | — | — | — | — | — | — | — | — | — | — |
| 1 | 0,5 | — | — | — | — | — | — | — | — | — |
| 2,4 | 2,8 | 0,3 | 0,7 | 1,2 | — | — | — | 0,9 | — | — |
| 5,8 | 6 | 3,6 | 4,2 | 4,4 | 1,1 | 2,2 | 2,6 | 0,7 | 0,9 | 1,6 |
| 6,85 | 7 | 4,9 | 5,3 | 5,4 | 2,5 | 3,4 | 3,7 | 0,9 | 2,1 | 2,7 |
| 7,9 | 7,95 | 6,2 | 6,4 | 6,5 | 3,9 | 4,6 | 4,8 | 2,3 | 3,3 | 3,9 |
| 8,95 | 8,9 | 7,5 | 7,5 | 7,55 | 5,3 | 5,75 | 5,9 | 3,8 | 4,55 | 5,1 |
| 10 | 9,85 | 8,75 | 8,6 | 8,6 | 6,7 | 6,9 | 7 | 5,25 | 5,8 | 6,2 |
| 11 | 10,8 | 10 | 9,7 | 9,6 | 8,95 | 8,05 | 8,1 | 6,7 | 7,05 | 7,3 |
| 12 | 11,65 | 11,25 | 10,8 | 10,55 | 9,4 | 9,2 | 9,1 | 8,1 | 8,3 | 8,4 |
| 12,5 | 12,1 | 11,9 | 11,3 | 11 | 10 | 9,8 | 9,6 | 8,8 | 8,9 | 8,9 |
| 13 | 12,5 | 12,5 | 11,8 | 11,5 | 10,7 | 10,35 | 10,15 | 9,5 | 9,5 | 9,4 |
| 13,5 | 12,95 | 13,15 | 12,3 | 11,95 | 11,35 | 10,9 | 10,65 | 10,2 | 10,1 | 9,9 |
| 14 | 13,4 | 13,75 | 12,85 | 12,45 | 12 | 11,5 | 11,2 | 10,9 | 10,65 | 10,4 |
| 14,5 | 13,8 | 14,4 | 13,4 | 12,9 | 12,7 | 12,05 | 11,7 | 11,6 | 11,25 | 10,9 |
| 14,95 | 14,25 | 15 | 13,9 | 13,4 | 13,35 | 12,6 | 12,2 | 12,3 | 11,8 | 11,45 |
| 15,4 | 14,7 | 15,6 | 14,4 | 13,85 | 14 | 13,1 | 12,65 | 12,9 | 12,35 | 12 |
| 15,9 | 15,1 | 16,25 | 14,9 | 14,3 | 14,7 | 13,65 | 13,15 | 13,6 | 12,9 | 12,5 |
| 16,4 | 15,5 | 16,9 | 15,4 | 14,75 | 15,4 | 14,2 | 13,6 | 14,25 | 13,45 | 13 |
| 16,85 | 15,95 | 17,5 | 15,9 | 15,2 | 16 | 14,7 | 14,1 | 14,9 | 14 | 13,5 |
| 17,5 | 16,4 | 18,1 | 16,4 | 15,6 | 16,6 | 15,2 | 14,55 | 15,55 | 14,55 | 14 |
| 17,8 | 16,8 | 18,7 | 16,9 | 16,05 | 17,25 | 15,75 | 15 | 16,2 | 15,1 | 14,45 |
| 18,25 | 17,2 | 19,3 | 17,35 | 16,45 | 17,85 | 16,3 | 15,45 | 16,85 | 15,6 | 14,9 |
| 18,65 | 17,6 | 19,9 | 17,8 | 16,9 | 18,5 | 16,8 | 15,9 | 17,5 | 16,1 | 15,4 |
| 19,1 | 18 | 20,5 | 18,3 | 17,3 | 19,1 | 17,3 | 16,35 | 18,15 | 16,6 | 15,85 |
| 19,5 | 18,4 | 21,1 | 18,75 | 17,75 | 19,75 | 17,8 | 16,8 | 18,8 | 17,1 | 16,3 |
| 19,95 | 18,75 | 21,7 | 19,25 | 18,2 | 20,4 | 18,3 | 17,25 | 19,4 | 17,6 | 16,75 |
| 20,4 | 19,15 | 22,3 | 19,7 | 18,6 | 21 | 18,8 | 17,7 | 20,05 | 18,1 | 17,2 |
| 20,9 | 19,55 | 22,9 | 20,2 | 19 | 21,6 | 19,3 | 18,15 | 20,7 | 18,6 | 17,65 |
| 21,35 | 19,9 | 23,5 | 20,65 | 19,4 | 22,2 | 19,75 | 18,6 | 21,3 | 19,1 | 18,1 |
| 22,1 | 20,6 | 24,65 | 21,6 | 20,15 | 23,4 | 20,7 | 19,4 | 22,55 | 20,1 | 19 |
| 22,95 | 21,3 | 25,8 | 22,45 | 20,9 | 24,6 | 21,6 | 20,2 | 23,8 | 21,1 | 19,8 |
| 23,8 | 22 | 26,95 | 23,3 | 21,65 | 25,8 | 22,5 | 21 | 25,05 | 22 | 20,6 |
| 24,6 | 22,7 | 28,1 | 24,15 | 22,3 | 27 | 23,7 | 21,8 | 26,3 | 22,9 | 21,35 |
| 25,4 | 23,35 | 29,25 | 25 | 22,95 | 28,25 | 24,3 | 22,5 | 27,6 | 24,8 | 23,1 |
| 26,2 | 24 | 30,4 | 25,8 | 23,6 | 29,5 | 25,2 | 23,2 | 28,9 | 24,7 | 22,85 |
| 26,95 | 24,6 | 31,6 | 26,6 | 24,25 | 30,8 | 26 | 23,9 | 30,3 | 25,6 | 23,6 |
| 27,7 | 25,2 | 32,8 | 27,4 | 24,9 | 32,1 | 26,8 | 24,6 | 31,7 | 26,4 | 24,3 |
| 29,2 | 26,4 | 35,3 | 28,9 | 26,1 | 35 | 28,4 | 25,8 | 34,7 | 28 | 25,6 |
| 30,7 | 27,5 | 38,1 | 30,3 | 27,3 | 38,2 | 29,9 | 27 | 38,2 | 29,6 | 26,8 |
| 32,1 | 28,5 | 40,9 | 31,8 | 28,4 | 41,5 | 31,5 | 28,1 | — | 31,2 | 27,9 |
| 34,3 | 30,1 | — | 34,1 | 29,9 | — | 33,9 | 29,7 | — | 33,7 | 29,5 |
| 36,7 | 31,6 | — | 36,6 | 31,4 | — | 36,4 | 31,2 | — | 36,2 | 31 |
| 39,2 | 33 | — | 39,3 | 32,8 | — | 39,4 | 32,6 | — | 39,5 | 32,4 |
| 42 | 34,3 | — | 42,4 | 34,1 | — | 43,1 | 34 | — | — | 33,8 |

ДАННЫЕ О СУХОМ И ВЛАЖНОМ ВОЗДУХЕ ПРИ ДАВЛЕНИИ 760 мм рт. столба

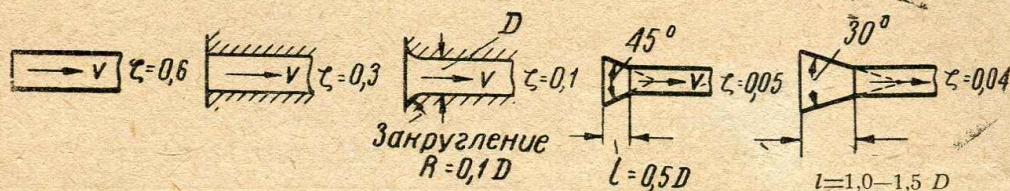
| Температура в °C | Вес 1 м³ сухого воздуха в кг/м³ | Вес 1 м³ насыщенного пара в г/м³ | Давление насыщенного пара | | Вес насыщенного пара | | Теплосодержание насыщенного пара в кал/кг |
|------------------|---------------------------------|----------------------------------|---------------------------|--------------|--|--|---|
| | | | в кг/м² | в мм рт. ст. | исчисленный на 1 кг сухого воздуха в г | исчисленный на 1 кг влажного воздуха в г | |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
| —20 | 1,396 | 1,10 | 10,50 | 0,772 | 0,80 | 0,80 | 585,4 |
| —15 | 1,368 | 1,57 | 16,82 | 1,238 | 1,20 | 1,19 | 587,8 |
| —10 | 1,342 | 2,30 | 26,46 | 1,946 | 1,80 | 1,78 | 590,1 |
| — 5 | 1,317 | 3,34 | 40,90 | 3,008 | 2,60 | 2,58 | 592,5 |
| 0 | 1,293 | 4,84 | 62,26 | 4,579 | 3,90 | 3,88 | 594,8 |
| 5 | 1,270 | 6,80 | 88,96 | 6,54 | 5,40 | 5,35 | 597,2 |
| 10 | 1,248 | 9,40 | 125,2 | 9,21 | 7,63 | 7,5 | 599,5 |
| 15 | 1,226 | 12,83 | 173,9 | 12,79 | 10,6 | 10,5 | 601,9 |
| 20 | 1,205 | 17,29 | 238,4 | 17,54 | 14,7 | 14,4 | 604,3 |
| 25 | 1,185 | 23,04 | 323,0 | 23,76 | 20,0 | 19,5 | 606,7 |
| 30 | 1,165 | 30,36 | 432,7 | 31,82 | 27,2 | 26,3 | 609,2 |
| 35 | 1,146 | 39,60 | 573,4 | 42,18 | 36,6 | 35,0 | 611,6 |
| 40 | 1,128 | 51,14 | 752,2 | 55,32 | 48,8 | 46,3 | 614,0 |
| 45 | 1,110 | 65,43 | 977,3 | 71,88 | 65,0 | 60,7 | 616,2 |
| 50 | 1,093 | 83,0 | 1258 | 92,51 | 86,2 | 79,0 | 618,4 |
| 55 | 1,076 | 104,3 | 1605 | 118,0 | 114 | 102 | 620,6 |
| 60 | 1,060 | 130,1 | 2031 | 149,4 | 152 | 132 | 622,8 |
| 65 | 1,044 | 161,1 | 2550 | 187,5 | 204 | 169 | 625,3 |
| 70 | 1,029 | 197,9 | 3177 | 233,7 | 276 | 216 | 627,0 |
| 75 | 1,014 | 241,6 | 3931 | 289,1 | 382 | 276 | 629,0 |
| 80 | 1,000 | 292,9 | 4828 | 355,1 | 545 | 353 | 631,0 |
| 85 | 0,986 | 353,1 | 5895 | 433,6 | 828 | 452 | 632,5 |
| 90 | 0,973 | 422,9 | 7148 | 525,8 | 1400 | 583 | 634,0 |
| 95 | 0,959 | 503,9 | 8620 | 633,9 | 3120 | 758 | 636,3 |
| 100 | 0,947 | 597,0 | 10333 | 760,0 | — | 1000 | 638,7 |

СВОДНАЯ ТАБЛИЦА КОЭФИЦИЕНТОВ МЕСТНЫХ СОПРОТИВЛЕНИЙ

(временно рекомендуемые для технических расчетов вентиляционных сетей до установления общепризнанных величин)

Примечание. Коэффициенты отнесены к скорости, указанной на эскизе

1. Вход в трубу

2. Круглое и квадратное колено с острыми кромками ($R_k = 0$)

| α° | 15° | 20° | 30° | 40° | 50° | 60° | 70° | 80° | 90° |
|----------------|------|------|------|------|------|------|------|-----|-----|
| ζ | 0,05 | 0,08 | 0,17 | 0,29 | 0,42 | 0,58 | 0,78 | 1,0 | 1,2 |

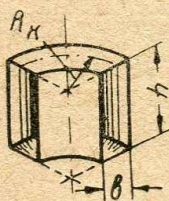
3. Круглое и квадратное колено с ($R_k = nD$)

| R_k | D | $1,5 D$ | $2,0 D$ | $2,5 D$ | $3,0 D$ | $6 D$ | $10 D$ |
|----------------|-------|---------|---------|---------|---------|-------|--------|
| α° | | | | | | | |
| 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 ζ возможно интерполировать по прямой.

4. Колено с прямоугольным поперечным сечением ($R_k = nb$)

Коэффициент сопротивления колен этого рода равен коэффициенту сопротивления для колен круглого или квадратного сечения, умноженному на приводимую ниже величину c .



| $\frac{h}{b}$ | 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 |
| $\frac{h}{b}$ | 2,0 | 2,5 | 3,0 | 4,0 | 5,0 | 6,0 | 7,0 |
| c | 0,47 | 0,40 | 0,40 | 0,43 | 0,48 | 0,53 | 0,58 |

Тройники (при $D_o^2 \approx D_n^2 + D_\delta^2$)

ζ_n — коэффициент сопротивления по прямому направлению, отнесенный к скорости v_n

ζ_δ — коэффициент сопротивления по боковому направлению, отнесенный к скорости v_δ

5. Всасывающий тройник
(направление скоростей по эскизу)

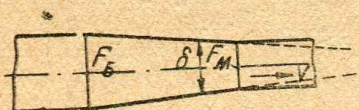
| $\frac{v_6}{v_n}$ | 0,6 | 0,8 | 1,0 | 1,2 | 1,4 | 1,6 |
|-------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| ζ_n | +0,40 | +0,35 | +0,20 | +0,10 | 0,00 | -0,20 |
| ζ_6 | -1,80 | -0,70 | 0,00 | +0,10 | +0,25 | +0,35 |

6. Нагнетающий тройник (величина ζ_6)
(направление скоростей, обратное изображенному на эскизе)

| $\frac{D_6}{D_n}$ \ $\frac{v_6}{v_n}$ | 0,4 | 0,6 | 0,8 | 1,0 | 1,2 | 1,4 | 1,6 |
|---------------------------------------|------|------|------|------|------|------|------|
| 0,2 | — | — | — | 1,6 | 0,70 | 0,50 | 0,35 |
| 0,3 | — | 1,6 | 0,80 | 0,40 | 0,25 | 0,20 | 0,10 |
| 0,4 | 2,0 | 1,0 | 0,40 | 0,20 | 0,10 | 0,05 | 0,00 |
| 0,5 | 1,6 | 0,40 | 0,20 | 0,10 | 0,05 | 0,03 | — |
| 0,7 | 0,50 | 0,20 | 0,10 | 0,05 | — | — | — |
| 1,0 | 0,20 | 0,05 | 0,02 | 0,00 | — | — | — |

$$\zeta_n \cong 0 \text{ для } \frac{v_6}{v_n} < 1,7 \text{ при } \beta = 10^\circ \div 20^\circ$$

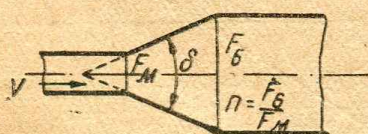
7. Плавное сужение воздуховода (коллектор)



$$\text{для } \delta = 10 \div 45^\circ; \zeta \leq 0,03 \left(\text{для любого } \frac{F_6}{F_M} \right)$$

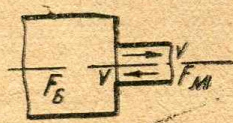
8. Плавное расширение воздуховода (диффузор)

В таблице даны величины ζ большие из получаемых вычислениями по Флигнеру и Гибсону.



| δ \ n | 10° | 20° | 30° | 40° | 50° | 60° | 90° |
|----------------|------|------|------|------|------|------|------|
| 1,5 | 0,03 | 0,05 | 0,08 | 0,12 | 0,14 | 0,14 | 0,13 |
| 2,0 | 0,07 | 0,10 | 0,18 | 0,26 | 0,29 | 0,30 | 0,28 |
| 2,5 | 0,09 | 0,14 | 0,26 | 0,37 | 0,41 | 0,43 | 0,40 |
| 4,0 | 0,12 | 0,22 | 0,42 | 0,56 | 0,62 | 0,66 | 0,62 |

9. Внезапное сужение или расширение воздуховода



| $\frac{F_M}{F_6}$ | 0,1 | 0,2 | 0,3 | 0,4 | 0,5 | 0,6 | 0,7 | 0,8 | 0,9 |
|-------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| $\zeta_{суж}$ | 0,48 | 0,46 | 0,42 | 0,37 | 0,32 | 0,26 | 0,20 | 0,13 | 0,06 |
| $\zeta_{рас}$ | 0,81 | 0,64 | 0,49 | 0,36 | 0,25 | 0,16 | 0,09 | 0,04 | 0,01 |

ПОТЕРИ НАПОРА в мм вод. ст. (R) НА 1 м ДЛИНЫ ВОЗДУХОВОДА

(по Ритшелю)

| $R \backslash D$ | 100 | 110 | 120 | 130 | 140 | 150 | 160 | 170 | 180 |
|------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| 0,045 | 0,013 | 0,016 | 0,021 | 0,025 | 0,031 | 0,037 | 0,045 | 0,052 | 0,061 |
| | 1,6 | 1,8 | 1,8 | 2,0 | 2,0 | 2,0 | 2,25 | 2,25 | 2,5 |
| 0,055 | 0,014 | 0,018 | 0,023 | 0,028 | 0,034 | 0,042 | 0,049 | 0,057 | 0,067 |
| | 1,8 | 1,8 | 2,0 | 2,25 | 2,25 | 2,25 | 2,5 | 2,5 | 2,75 |
| 0,067 | 0,016 | 0,020 | 0,025 | 0,031 | 0,038 | 0,046 | 0,055 | 0,064 | 0,075 |
| | 2,0 | 2,0 | 2,25 | 2,5 | 2,5 | 2,5 | 2,75 | 2,75 | 3,0 |
| 0,081 | 0,017 | 0,022 | 0,028 | 0,035 | 0,042 | 0,052 | 0,060 | 0,070 | 0,083 |
| | 2,25 | 2,25 | 2,5 | 2,5 | 2,75 | 3,0 | 3,0 | 3,0 | 3,5 |
| 0,10 | 0,019 | 0,025 | 0,031 | 0,038 | 0,047 | 0,057 | 0,067 | 0,079 | 0,092 |
| | 2,5 | 2,5 | 2,75 | 3,0 | 3,0 | 3,0 | 3,0 | 3,5 | 3,5 |
| 0,12 | 0,021 | 0,027 | 0,034 | 0,042 | 0,052 | 0,062 | 0,074 | 0,086 | 0,101 |
| | 2,75 | 2,75 | 3,0 | 3,0 | 3,5 | 3,5 | 3,5 | 4,0 | 4,0 |
| 0,14 | 0,023 | 0,029 | 0,037 | 0,046 | 0,057 | 0,068 | 0,080 | 0,094 | 0,111 |
| | 3,0 | 3,0 | 3,5 | 3,5 | 3,5 | 4,0 | 4,0 | 4,0 | 4,5 |
| 0,17 | 0,025 | 0,032 | 0,041 | 0,051 | 0,062 | 0,074 | 0,089 | 0,104 | 0,121 |
| | 3,0 | 3,5 | 3,5 | 4,0 | 4,0 | 4,0 | 4,5 | 4,5 | 5,0 |
| 0,21 | 0,028 | 0,036 | 0,046 | 0,057 | 0,069 | 0,083 | 0,099 | 0,116 | 0,135 |
| | 3,5 | 4,0 | 4,0 | 4,5 | 4,5 | 4,5 | 5,0 | 5,0 | 5,0 |
| 0,25 | 0,031 | 0,040 | 0,051 | 0,062 | 0,076 | 0,092 | 0,119 | 0,127 | 0,148 |
| | 4,0 | 4,0 | 4,5 | 4,5 | 5,0 | 5,0 | 5,0 | 6,0 | 6,0 |
| 0,31 | 0,034 | 0,044 | 0,056 | 0,069 | 0,085 | 0,102 | 0,121 | 0,140 | 0,167 |
| | 4,5 | 4,5 | 5,0 | 5,0 | 6,0 | 6,0 | 6,0 | 6,0 | 7,0 |
| 0,37 | 0,038 | 0,049 | 0,062 | 0,076 | 0,094 | 0,112 | 0,132 | 0,156 | 0,183 |
| | 4,5 | 5,0 | 5,0 | 6,0 | 6,0 | 6,0 | 7,0 | 7,0 | 7,0 |
| 0,45 | 0,042 | 0,054 | 0,068 | 0,084 | 0,104 | 0,124 | 0,147 | 0,172 | 0,202 |
| | 5,0 | 6,0 | 6,0 | 6,0 | 7,0 | 7,0 | 7,0 | 8,0 | 8,0 |
| 0,55 | 0,046 | 0,060 | 0,075 | 0,094 | 0,114 | 0,136 | 0,162 | 1,191 | 0,224 |
| | 6,0 | 6,0 | 7,0 | 7,0 | 7,0 | 8,0 | 8,0 | 8,0 | 9,0 |
| 0,67 | 0,052 | 0,066 | 0,084 | 0,104 | 0,127 | 0,152 | 0,182 | 0,213 | 0,248 |
| | 7,0 | 7,0 | 7,0 | 8,0 | 8,0 | 9,0 | 9,0 | 9,0 | 10,0 |
| 0,81 | 0,057 | 0,073 | 0,093 | 0,115 | 0,140 | 0,169 | 0,200 | 0,234 | 0,275 |
| | 7,0 | 8,0 | 8,0 | 9,0 | 9,0 | 10,0 | 10,0 | 10,0 | 10,0 |
| 1,0 | 0,063 | 0,082 | 0,104 | 0,128 | 0,156 | 0,188 | 0,224 | 0,260 | 0,303 |
| | 8,0 | 9,0 | 9,0 | 10,0 | 10,0 | 10,0 | 12,0 | 12,0 | 12,0 |
| 1,2 | 0,069 | 0,090 | 0,111 | 0,140 | 0,172 | 0,208 | 0,245 | 0,286 | 0,335 |
| | 9,0 | 9,0 | 10,0 | 10,0 | 12,0 | 12,0 | 12,0 | 12,0 | 14,0 |
| 1,4 | 0,076 | 0,098 | 0,124 | 0,152 | 0,188 | 0,227 | 0,267 | 0,310 | 0,363 |
| | 9,0 | 10,0 | 10,0 | 12,0 | 12,0 | 12,0 | 14,0 | 14,0 | 14,0 |
| 1,7 | 0,084 | 0,108 | 0,136 | 0,169 | 0,208 | 0,248 | 0,293 | 0,340 | 0,402 |
| | 10,0 | 12,0 | 12,0 | 12,0 | 14,0 | 14,0 | 14,0 | 16,0 | 16,0 |
| 2,1 | 0,094 | 0,120 | 0,152 | 0,188 | 0,230 | 0,276 | 0,325 | 0,380 | 0,450 |
| | 12,0 | 12,0 | 14,0 | 14,0 | 14,0 | 16,0 | 16,0 | 16,0 | 18,0 |
| 2,5 | 0,102 | 0,132 | 0,168 | 0,209 | 0,251 | 0,301 | 0,358 | 0,421 | 0,498 |
| | 14,0 | 14,0 | 14,0 | 16,0 | 16,0 | 18,0 | 18,0 | 18,0 | 20,0 |
| 3,1 | 0,115 | 0,178 | 0,188 | 0,232 | 0,282 | 0,338 | 0,400 | 0,472 | |
| | 14,0 | 16,0 | 16,0 | 18,0 | 18,0 | 18,0 | 20,0 | 20,0 | |
| 3,7 | 0,126 | 0,162 | 0,207 | 0,253 | 0,310 | 0,372 | | | |
| | 16,0 | 16,0 | 18,0 | 20,0 | 20,0 | 20,0 | | | |
| 4,5 | 0,138 | 0,180 | 0,229 | | | | | | |
| | 18,0 | 18,0 | 20,0 | | | | | | |

Примечание. Верхняя цифра — объем в м³/сек.; нижняя — скорость в м/сек.

ПОТЕРИ НАПОРА В ММ ВОД. СТ. (R) НА 1 М ДЛИНЫ ВОЗДУХОВОДА

(по Ритшелю)

| $R \backslash D$ | 190 | 200 | 220 | 240 | 260 | 280 | 300 | 325 | 350 |
|------------------|---------------|---------------|---------------|---------------|---------------|---------------|---------------|---------------|---------------|
| 0,031 | 0,058 2,0 | 0,066 2,0 | 0,085 2,25 | 0,108 2,5 | 0,133 2,5 | 0,162 2,75 | 0,196 2,75 | 0,241 3,0 | 0,293 3,0 |
| 0,037 | 0,064 2,25 | 0,073 2,25 | 0,094 2,5 | 0,119 2,75 | 0,146 2,75 | 0,178 3,0 | 0,217 3,0 | 0,264 3,0 | 0,321 3,5 |
| 0,045 | 0,070 2,5 | 0,081 2,5 | 0,104 2,75 | 0,131 3,0 | 0,162 3,0 | 0,198 3,0 | 0,239 3,5 | 0,291 3,5 | 0,353 3,5 |
| 0,055 | 0,078 2,75 | 0,090 2,75 | 0,116 3,0 | 0,144 3,0 | 0,180 3,5 | 0,219 3,5 | 0,264 3,5 | 0,322 4,0 | 0,395 4,0 |
| 0,067 | 0,087 3,0 | 0,100 3,0 | 0,129 3,5 | 0,161 3,5 | 0,200 4,0 | 0,243 4,0 | 0,293 4,0 | 0,357 4,5 | 0,440 4,5 |
| 0,081 | 0,096 3,5 | 0,110 3,5 | 0,141 3,5 | 0,179 4,0 | 0,222 4,0 | 0,267 4,5 | 0,322 4,5 | 0,397 5,0 | 0,487 5,0 |
| 0,10 | 0,107 4,0 | 0,122 4,0 | 0,158 4,0 | 0,199 4,5 | 0,244 4,5 | 0,296 5,0 | 0,357 5,0 | 0,442 5,0 | 0,542 6,0 |
| 0,12 | 0,117 4,0 | 0,134 4,5 | 0,174 4,5 | 0,219 5,0 | 0,270 5,0 | 0,325 5,0 | 0,396 6,0 | 0,487 6,0 | 0,595 6,0 |
| 0,14 | 0,128 4,5 | 0,146 4,5 | 0,189 5,0 | 0,237 5,0 | 0,291 6,0 | 0,350 6,0 | 0,430 6,0 | 0,530 6,0 | 0,645 7,0 |
| 0,17 | 0,142 5,0 | 0,160 5,0 | 0,209 5,0 | 0,260 6,0 | 0,320 6,0 | 0,389 6,0 | 0,474 7,0 | 0,583 7,0 | 0,703 7,0 |
| 0,21 | 0,156 6,0 | 0,180 6,0 | 0,232 5,0 | 0,290 6,0 | 0,355 7,0 | 0,435 7,0 | 0,530 7,0 | 0,647 8,0 | 0,793 8,0 |
| 0,25 | 0,172 6,0 | 0,198 6,0 | 0,253 7,0 | 0,318 7,0 | 0,394 7,0 | 0,480 8,0 | 0,582 8,0 | 0,707 9,0 | 0,875 9,0 |
| 0,31 | 0,193 7,0 | 0,222 7,0 | 0,284 7,0 | 0,352 8,0 | 0,440 8,0 | 0,540 9,0 | 0,650 9,0 | 0,800 10,0 | 0,980 10,0 |
| 0,37 | 0,213 7,0 | 0,242 8,0 | 0,310 8,0 | 0,390 9,0 | 0,485 9,0 | 0,590 10,0 | 0,710 10,0 | 0,880 10,0 | 1,08 12,0 |
| 0,45 | 0,233 8,0 | 0,268 9,0 | 0,341 9,0 | 0,432 10,0 | 0,540 10,0 | 0,650 10,0 | 0,790 12,0 | 0,973 12,0 | 1,19 12,0 |
| 0,55 | 0,258 9,0 | 0,296 9,0 | 0,380 10,0 | 0,480 10,0 | 0,595 12,0 | 0,717 12,0 | 0,878 12,0 | 1,08 12,0 | 1,31 14,0 |
| 0,67 | 0,286 10,0 | 0,329 10,0 | 0,426 12,0 | 0,538 12,0 | 0,660 12,0 | 0,800 14,0 | 0,980 14,0 | 1,20 14,0 | 1,45 16,0 |
| 0,81 | 0,316 12,0 | 0,361 12,0 | 0,470 12,0 | 0,590 14,0 | 0,723 14,0 | 0,887 14,0 | 1,08 16,0 | 1,32 16,0 | 1,60 16,0 |
| 1,0 | 0,350 12,0 | 0,404 12,0 | 0,525 14,0 | 0,655 14,0 | 0,810 16,0 | 0,980 16,0 | 1,20 16,0 | 1,46 18,0 | 1,80 18,0 |
| 1,2 | 0,388 14,0 | 0,448 14,0 | 0,580 16,0 | 0,720 16,0 | 0,900 16,0 | 1,09 18,0 | 1,32 18,0 | 1,61 20,0 | 1,99 20,0 |
| 1,4 | 0,423 14,0 | 0,488 16,0 | 0,628 16,0 | 0,787 18,0 | 0,980 18,0 | 1,19 20,0 | 1,43 20,0 | | |
| 1,7 | 0,467 16,0 | 0,540 16,0 | 0,688 18,0 | 0,870 20,0 | 1,08 20,0 | | | | |
| 2,1 | 0,520 18,0 | 0,600 18,0 | 0,770 20,0 | | | | | | |
| 2,5 | 0,575 20,0 | 0,658 20,0 | | | | | | | |

Примечание. Верхняя цифра — объем в м³/сек.; нижняя — скорость в м/сек.

ПОТЕРИ НАПОРА в мм вод. ст. (R) НА 1 м ДЛИНЫ ВОЗДУХОВОДА

(по Ритшелю)

| $R \backslash D$ | 375 | 400 | 425 | 450 | 475 | 500 | 550 | 600 | 650 |
|------------------|---------------|---------------|---------------|---------------|---------------|---------------|---------------|---------------|---------------|
| 0,010 | 0,196 1,8 | 0,233 1,8 | 0,275 2,0 | 0,318 2,0 | 0,362 2,0 | 0,419 2,25 | 0,545 2,25 | 0,680 2,50 | 0,860 2,50 |
| 0,012 | 0,216 2,0 | 0,255 2,0 | 0,300 2,25 | 0,347 2,25 | 0,400 2,25 | 0,460 2,5 | 0,598 2,55 | 0,755 2,75 | 0,945 2,75 |
| 0,014 | 0,234 2,25 | 0,279 2,25 | 0,328 2,25 | 0,380 2,5 | 0,440 2,5 | 0,502 2,5 | 0,648 2,75 | 0,820 3,0 | 1,04 3,0 |
| 0,017 | 0,257 2,25 | 0,306 2,50 | 0,360 2,50 | 0,420 2,75 | 0,483 2,75 | 0,555 2,75 | 0,710 3,0 | 0,903 3,0 | 1,14 3,5 |
| 0,021 | 0,286 2,5 | 0,340 2,75 | 0,402 2,75 | 0,470 3,0 | 0,540 3,0 | 0,617 3,0 | 0,800 3,5 | 1,01 3,5 | 1,26 4,0 |
| 0,025 | 0,315 2,75 | 0,375 3,0 | 0,447 3,0 | 0,520 3,5 | 0,593 3,5 | 0,677 3,5 | 0,880 3,5 | 1,12 4,0 | 1,38 4,0 |
| 0,031 | 0,350 3,0 | 0,421 3,5 | 0,500 3,5 | 0,580 3,5 | 0,660 4,0 | 0,760 4,0 | 0,985 4,0 | 1,24 4,5 | 1,55 4,5 |
| 0,037 | 0,387 3,5 | 0,463 3,5 | 0,550 4,0 | 0,635 4,0 | 0,725 4,0 | 0,835 4,5 | 1,08 4,5 | 1,36 5,0 | 1,71 5,0 |
| 0,045 | 0,430 4,0 | 0,513 4,0 | 0,605 4,0 | 0,700 4,5 | 0,803 4,5 | 0,925 4,5 | 1,20 5,0 | 1,50 5,0 | 1,89 6,0 |
| 0,055 | 0,477 4,5 | 0,570 4,5 | 0,670 4,5 | 0,780 5,0 | 0,895 5,0 | 1,02 5,0 | 1,32 6,0 | 1,67 6,0 | 2,10 6,0 |
| 0,067 | 0,533 5,0 | 0,632 5,0 | 0,742 5,0 | 0,868 5,0 | 0,998 5,0 | 1,14 7,0 | 1,46 6,0 | 1,86 7,0 | 2,33 7,0 |
| 0,081 | 0,587 5,0 | 0,695 6,0 | 0,825 6,0 | 0,960 6,0 | 1,10 6,0 | 1,25 8,0 | 1,62 7,0 | 2,05 7,0 | 2,56 8,0 |
| 0,10 | 0,650 6,0 | 0,775 6,0 | 0,920 6,0 | 1,07 7,0 | 1,21 7,0 | 1,38 7,0 | 1,80 8,0 | 2,29 8,0 | 2,84 9,0 |
| 0,12 | 0,710 7,0 | 0,855 7,0 | 1,01 7,0 | 1,17 7,0 | 1,33 8,0 | 1,52 8,0 | 1,99 8,0 | 2,50 9,0 | 3,11 9,0 |
| 0,14 | 0,777 7,0 | 0,093 7,0 | 1,10 8,0 | 1,27 8,0 | 1,44 8,0 | 1,67 9,0 | 2,17 9,0 | 2,71 10,0 | 3,38 10,0 |
| 0,17 | 0,860 8,0 | 1,03 8,0 | 1,20 8,0 | 1,39 9,0 | 1,60 9,0 | 1,84 9,0 | 2,38 10,0 | 2,98 10,0 | 3,72 12,0 |
| 0,21 | 0,960 9,0 | 1,14 9,0 | 1,34 9,0 | 1,55 10,0 | 1,79 10,0 | 2,05 10,0 | 2,67 12,0 | 3,30 12,0 | 4,17 12,0 |
| 0,25 | 1,06 10,0 | 1,25 10,0 | 1,48 10,0 | 1,72 10,0 | 1,97 12,0 | 2,26 12,0 | 2,90 12,0 | 3,63 12,0 | 4,60 14,0 |
| 0,31 | 1,18 10,0 | 1,39 12,0 | 1,66 12,0 | 1,92 12,0 | 2,21 12,0 | 2,50 12,0 | 3,23 14,0 | 4,10 14,0 | 5,17 16,0 |
| 0,37 | 1,29 12,0 | 1,53 12,0 | 1,82 12,0 | 2,12 14,0 | 2,41 14,0 | 2,76 14,0 | 3,52 16,0 | 4,50 16,0 | 5,65 16,0 |
| 0,45 | 1,41 12,0 | 1,70 14,0 | 2,01 14,0 | 2,34 14,0 | 2,66 16,0 | 3,02 16,0 | 3,22 16,0 | 4,99 18,0 | 6,23 18,0 |
| 0,55 | 1,58 14,0 | 1,89 14,0 | 2,23 16,0 | 2,58 16,0 | 2,93 16,0 | 3,34 18,0 | 4,37 18,0 | 5,53 20,0 | 6,87 20,0 |
| 0,67 | 1,76 16,0 | 2,11 16,0 | 2,47 18,0 | 2,87 18,0 | 3,25 18,0 | 3,71 20,0 | 4,87 20,0 | — | — |
| 0,81 | 1,95 18,0 | 2,32 18,0 | 2,72 18,0 | 3,16 20,0 | 3,57 20,0 | — | — | — | — |
| 1,0 | 2,18 20,0 | 2,57 20,0 | 3,01 20,0 | — | — | — | — | — | — |

Примечание. Верхняя цифра — объем в м³/сек; нижняя — скорость в м/сек

ПОТЕРИ НАПОРА В ММ ВОД. СТ. (R) НА 1 М ДЛИНЫ ВОЗДУХОВОДА

(по Ритшелю)

| $R \backslash D$ | 700 | 750 | 800 | 850 | 900 | 950 | 1000 | 1100 | 1200 |
|------------------|---------------|--------------|--------------|--------------|--------------|--------------|--------------|--------------|--------------|
| 0,0049 | 0,680 1,8 | 0,820 1,8 | 0,975 2,0 | 1,15 2,0 | 1,32 2,0 | 1,54 2,25 | 1,77 2,25 | 2,29 2,5 | 2,87 2,5 |
| 0,0055 | 0,753 2,0 | 0,910 2,0 | 1,08 2,25 | 1,27 2,25 | 1,46 2,25 | 1,71 2,50 | 1,97 2,50 | 2,50 2,75 | 3,17 2,75 |
| 0,0067 | 0,840 2,25 | 1,01 2,25 | 1,20 2,50 | 1,40 2,50 | 1,64 2,50 | 1,92 2,75 | 2,20 2,75 | 2,79 3,0 | 3,50 3,0 |
| 0,0081 | 0,930 2,50 | 1,12 2,50 | 1,32 2,75 | 1,56 2,75 | 1,80 2,75 | 2,11 3,0 | 2,41 3,0 | 3,06 3,5 | 3,89 3,5 |
| 0,010 | 1,04 2,75 | 1,24 2,75 | 1,46 3,0 | 1,74 3,0 | 2,01 3,0 | 2,35 3,5 | 2,68 3,5 | 3,40 3,5 | 4,34 4,0 |
| 0,012 | 1,14 3,0 | 1,36 3,0 | 1,61 3,0 | 1,92 3,5 | 2,22 3,5 | 2,57 3,5 | 2,93 4,0 | 3,74 4,0 | 4,8 4,0 |
| 0,014 | 1,24 3,0 | 1,48 3,5 | 1,76 3,5 | 2,10 3,5 | 2,40 4,0 | 2,80 4,0 | 3,19 4,0 | 4,10 4,5 | 5,20 4,5 |
| 0,017 | 1,35 3,5 | 1,64 3,5 | 1,94 4,0 | 2,30 4,0 | 2,64 4,0 | 3,06 4,5 | 3,50 4,5 | 4,50 5,0 | 5,73 5,0 |
| 0,021 | 1,51 4,0 | 1,82 4,0 | 2,18 4,5 | 2,52 4,5 | 2,93 4,5 | 3,39 5,0 | 3,90 5,0 | 5,00 5,0 | 6,38 6,0 |
| 0,025 | 1,67 4,5 | 2,00 4,5 | 2,39 4,5 | 2,80 5,0 | 3,21 5,0 | 3,73 5,0 | 4,31 6,0 | 5,55 6,0 | 6,98 6,0 |
| 0,031 | 1,87 5,0 | 2,25 5,0 | 2,66 5,0 | 3,10 6,0 | 3,60 6,0 | 4,20 6,0 | 4,85 6,0 | 6,20 7,0 | 7,82 7,0 |
| 0,037 | 2,05 5,0 | 2,46 6,0 | 2,90 6,0 | 3,40 6,0 | 3,96 6,0 | 4,61 7,0 | 5,35 7,0 | 6,77 7,0 | 8,62 8,0 |
| 0,045 | 2,28 6,0 | 2,70 6,0 | 3,20 6,0 | 3,77 7,0 | 4,39 7,0 | 5,10 7,0 | 5,85 8,0 | 7,47 8,0 | 9,58 8,0 |
| 0,055 | 2,50 7,0 | 3,00 7,0 | 3,62 7,0 | 4,19 7,0 | 4,87 8,0 | 5,67 8,0 | 6,50 8,0 | 8,33 9,0 | 10,6 9,0 |
| 0,067 | 2,78 7,0 | 3,32 8,0 | 3,97 8,0 | 4,67 8,0 | 5,43 9,0 | 6,28 9,0 | 7,20 9,0 | 9,30 10,0 | 11,8 10,0 |
| 0,081 | 3,05 8,0 | 3,65 8,0 | 4,40 9,0 | 5,18 9,0 | 5,97 9,0 | 6,88 10,0 | 8,00 10,0 | 10,2 10,0 | 13,0 12,0 |
| 0,10 | 3,39 9,0 | 4,10 9,0 | 4,89 10,0 | 5,75 10,0 | 6,60 10,0 | 7,70 10,0 | 8,90 12,0 | 11,4 12,0 | 14,4 12,0 |
| 0,12 | 3,71 10,0 | 4,50 10,0 | 5,40 10,0 | 6,30 12,0 | 7,25 12,0 | 8,50 12,0 | 9,80 12,0 | 12,5 14,0 | 16,0 14,0 |
| 0,14 | 4,06 10,0 | 4,90 12,0 | 5,83 12,0 | 6,80 12,0 | 7,95 12,0 | 9,25 14,0 | 10,7 14,0 | 13,6 14,0 | 17,4 16,0 |
| 0,17 | 4,50 12,0 | 5,40 12,0 | 6,40 12,0 | 7,50 14,0 | 8,75 14,0 | 10,2 14,0 | 11,7 14,0 | 14,9 16,0 | 19,2 16,0 |
| 0,21 | 5,00 14,0 | 6,00 14,0 | 7,08 14,0 | 8,40 14,0 | 9,78 16,0 | 11,3 16,0 | 13,0 16,0 | 16,8 18,0 | 21,4 18,0 |
| 0,25 | 5,52 14,0 | 6,60 16,0 | 7,85 16,0 | 9,25 16,0 | 10,8 16,0 | 12,4 18,0 | 14,3 18,0 | 18,4 20,0 | 23,5 20,0 |
| 0,31 | 6,15 16,0 | 7,40 16,0 | 8,80 18,0 | 10,4 18,0 | 12,0 18,0 | 13,9 20,0 | 16,0 20,0 | — | — |
| 0,37 | 6,70 18,0 | 8,10 18,0 | 9,70 20,0 | 11,4 20,0 | 13,2 20,0 | — | — | — | — |
| 0,45 | 7,42 20,0 | 9,00 20,0 | — | — | — | — | — | — | — |

Примечание. Верхняя цифра — объем в м³/сек.; нижняя — скорость в м/сек.

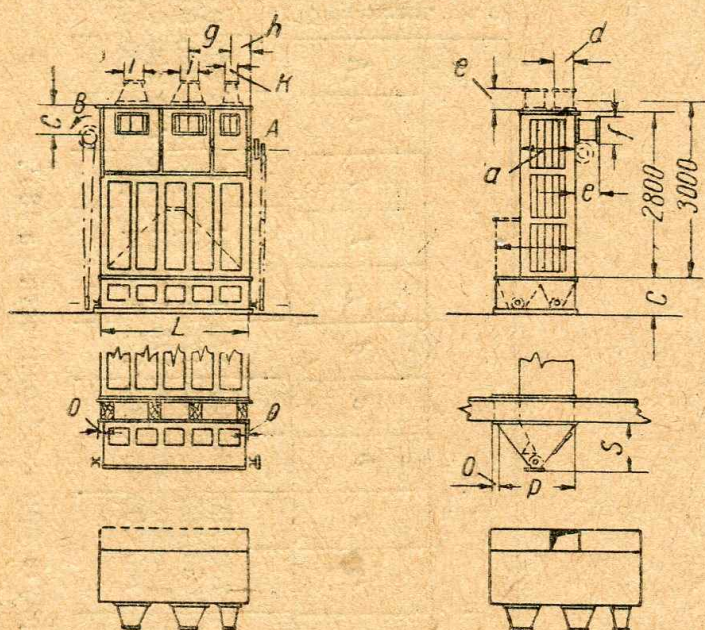
ВЕЛИЧИНЫ R ДЛЯ ДИАМЕТРОВ, НЕ РЕКОМЕНДУЕМЫХ К ПРИМЕНЕНИЮ
В ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ СЕТЯХ МЕЛЬНИЦ И ЭЛЕВАТОРОВ

| $R \backslash D$ | 75 | 80 | 85 | 90 | 95 |
|------------------|---------------|---------------|---------------|---------------|---------------|
| 0,25 | 0,014 3,0 | 0,017 3,5 | 0,020 3,5 | 0,023 3,5 | 0,027 4,0 |
| 0,31 | 0,016 3,5 | 0,019 4,0 | 0,023 4,0 | 0,026 4,0 | 0,030 4,5 |
| 0,37 | 0,018 4,0 | 0,021 4,0 | 0,025 4,5 | 0,029 4,5 | 0,033 4,5 |
| 0,45 | 0,020 4,5 | 0,023 4,5 | 0,027 5,0 | 0,032 5,0 | 0,036 5,0 |
| 0,55 | 0,022 5,0 | 0,026 5,0 | 0,030 5,0 | 0,035 6,0 | 0,040 6,0 |
| 0,67 | 0,024 5,0 | 0,028 6,0 | 0,033 6,0 | 0,039 6,0 | 0,045 6,0 |
| 0,81 | 0,026 6,0 | 0,031 6,0 | 0,037 7,0 | 0,043 7,0 | 0,050 7,0 |
| 1,0 | 0,030 7,0 | 0,035 7,0 | 0,041 7,0 | 0,048 8,0 | 0,056 8,0 |
| 1,2 | 0,033 7,0 | 0,039 8,0 | 0,045 8,0 | 0,053 8,0 | 0,061 9,0 |
| 1,4 | 0,035 8,0 | 0,042 8,0 | 0,050 9,0 | 0,058 9,0 | 0,066 9,0 |
| 1,7 | 0,039 9,0 | 0,046 9,0 | 0,054 9,0 | 0,063 10,0 | 0,073 10,0 |
| 2,1 | 0,043 10,0 | 0,052 10,0 | 0,060 10,0 | 0,070 12,0 | 0,081 12,0 |
| 2,5 | 0,048 10,0 | 0,057 12,0 | 0,066 12,0 | 0,077 12,0 | 0,090 12,0 |
| 3,1 | 0,054 12,0 | 0,063 12,0 | 0,074 14,0 | 0,086 14,0 | 0,100 14,0 |
| 3,7 | 0,059 14,0 | 0,069 14,0 | 0,082 14,0 | 0,096 14,0 | 0,110 16,0 |
| 4,5 | 0,065 14,0 | 0,077 16,0 | 0,090 16,0 | 0,106 16,0 | 0,122 18,0 |
| 5,5 | 0,072 16,0 | 0,086 16,0 | 0,100 18,0 | 0,116 18,0 | 0,134 18,0 |
| 6,7 | 0,080 18,0 | 0,096 18,0 | 0,112 20,0 | 0,130 20,0 | — — |
| 8,1 | 0,089 20,0 | — — | — — | — — | — — |

Примечание. Верхняя цифра — объем в м³/сек.; нижняя — скорость в м/сек.

ТАБЛИЦА ЗНАЧЕНИЙ $\left(\frac{Q}{Q'}\right)^{0,4}$ И $\left(\frac{Q'}{Q}\right)^{0,8}$
 (верхние цифры $a^{0,4}$; нижние — $a^{0,8}$)

| a | 0,00 | 0,01 | 0,02 | 0,03 | 0,04 | 0,05 | 0,06 | 0,07 | 0,08 | 0,09 |
|------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|
| 0,40 | 0,693 0,481 | 0,700 0,490 | 0,706 0,500 | 0,713 0,509 | 0,720 0,519 | 0,727 0,528 | 0,733 0,537 | 0,739 0,547 | 0,745 0,556 | 0,752 0,565 |
| 0,50 | 0,758 0,574 | 0,764 0,584 | 0,770 0,593 | 0,776 0,602 | 0,782 0,611 | 0,787 0,620 | 0,793 0,629 | 0,799 0,638 | 0,804 0,647 | 0,809 0,656 |
| 0,60 | 0,815 0,665 | 0,821 0,673 | 0,826 0,682 | 0,831 0,691 | 0,837 0,700 | 0,842 0,709 | 0,847 0,717 | 0,852 0,726 | 0,857 0,735 | 0,862 0,743 |
| 0,70 | 0,867 0,752 | 0,872 0,760 | 0,877 0,769 | 0,882 0,777 | 0,886 0,786 | 0,891 0,794 | 0,895 0,803 | 0,900 0,811 | 0,905 0,820 | 0,910 0,828 |
| 0,80 | 0,915 0,837 | 0,919 0,845 | 0,924 0,853 | 0,927 0,862 | 0,931 0,870 | 0,936 0,878 | 0,942 0,886 | 0,946 0,895 | 0,950 0,903 | 0,954 0,911 |
| 0,90 | 0,958 0,919 | 0,961 0,927 | 0,965 0,936 | 0,970 0,944 | 0,975 0,952 | 0,979 0,958 | 0,984 0,968 | 0,988 0,976 | 0,992 0,984 | 0,996 0,992 |
| 1,00 | 1,000 1,000 | 1,004 1,008 | 1,008 1,016 | 1,012 1,024 | 1,016 1,032 | 1,020 1,040 | 1,023 1,048 | 1,027 1,056 | 1,031 1,064 | 1,035 1,071 |
| 1,10 | 1,039 1,080 | 1,042 1,087 | 1,046 1,095 | 1,050 1,103 | 1,054 1,111 | 1,057 1,118 | 1,061 1,126 | 1,065 1,134 | 1,070 1,142 | 1,075 1,150 |
| 1,20 | 1,078 1,157 | 1,081 1,165 | 1,084 1,173 | 1,087 1,181 | 1,090 1,188 | 1,093 1,196 | 1,097 1,203 | 1,100 1,211 | 1,104 1,218 | 1,107 1,226 |
| 1,30 | 1,110 1,233 | 1,114 1,241 | 1,117 1,249 | 1,121 1,258 | 1,124 1,264 | 1,127 1,272 | 1,131 1,279 | 1,134 1,287 | 1,137 1,294 | 1,141 1,302 |
| 1,40 | 1,144 1,309 | 1,147 1,316 | 1,150 1,324 | 1,154 1,331 | 1,157 1,339 | 1,160 1,346 | 1,163 1,354 | 1,166 1,361 | 1,170 1,368 | 1,173 1,376 |
| 1,50 | 1,176 1,383 | 1,179 1,390 | 1,182 1,398 | 1,185 1,405 | 1,188 1,413 | 1,192 1,420 | 1,195 1,427 | 1,198 1,435 | 1,201 1,442 | 1,204 1,449 |
| 1,60 | 1,207 1,456 | 1,210 1,464 | 1,213 1,471 | 1,216 1,478 | 1,219 1,486 | 1,222 1,493 | 1,225 1,500 | 1,228 1,507 | 1,230 1,515 | 1,233 1,522 |
| 1,70 | 1,236 1,529 | 1,239 1,536 | 1,242 1,543 | 1,245 1,551 | 1,248 1,558 | 1,251 1,564 | 1,254 1,572 | 1,256 1,579 | 1,259 1,586 | 1,262 1,593 |
| 1,80 | 1,265 1,601 | 1,268 1,608 | 1,271 1,614 | 1,273 1,621 | 1,276 1,629 | 1,279 1,636 | 1,282 1,643 | 1,285 1,650 | 1,287 1,657 | 1,290 1,664 |
| 1,90 | 1,293 1,671 | 1,295 1,678 | 1,298 1,685 | 1,301 1,692 | 1,304 1,699 | 1,307 1,706 | 1,309 1,713 | 1,311 1,720 | 1,314 1,727 | 1,317 1,734 |
| 2,00 | 1,320 1,741 | 1,322 1,748 | 1,326 1,755 | 1,327 1,762 | 1,330 1,769 | 1,332 1,776 | 1,335 1,783 | 1,337 1,790 | 1,340 1,797 | 1,343 1,803 |
| 2,10 | 1,345 1,811 | 1,348 1,818 | 1,350 1,824 | 1,353 1,831 | 1,355 1,838 | 1,358 1,845 | 1,361 1,852 | 1,363 1,858 | 1,365 1,865 | 1,368 1,872 |
| 2,20 | 1,370 1,879 | 1,372 1,886 | 1,375 1,893 | 1,378 1,900 | 1,381 1,907 | 1,383 1,913 | 1,385 1,920 | 1,388 1,927 | 1,390 1,934 | 1,393 1,940 |
| 2,30 | 1,395 1,947 | 1,397 1,954 | 1,400 1,961 | 1,402 1,967 | 1,405 1,974 | 1,407 1,981 | 1,410 1,988 | 1,412 1,991 | 1,414 2,001 | 1,417 2,008 |
| 2,40 | 1,419 2,015 | 1,421 2,021 | 1,424 2,028 | 1,426 2,034 | 1,428 2,041 | 1,431 2,048 | 1,433 2,055 | 1,435 2,062 | 1,438 2,068 | 1,440 2,074 |



| № | Поверхность ткани в м ² | | К-во отсас. штуцеров | | Раз | | | | | |
|------|---------------------------------------|-----------------------------------|-------------------------|-----------|------|------|-----|-----|-----|-----|
| | Фильтр нормал. высоты | на 1 пог. м длины всех рукавов | двойных | одинарных | a | b | c | d | e | f |
| B- 8 | 11 | 4,52 | 1 | — | 560 | 785 | 550 | 200 | 320 | 200 |
| B-12 | 16,5 | 6,78 | 1 | 1 | 560 | 785 | 550 | 200 | 320 | 200 |
| B-16 | 22 | 9,04 | 2 | — | 560 | 785 | 550 | 200 | 320 | 200 |
| B-20 | 28 | 11,3 | 2 | 1 | 560 | 785 | 550 | 200 | 320 | 200 |
| B-24 | 33 | 13,56 | 3 | — | 560 | 785 | 550 | 200 | 320 | 200 |
| C-12 | 16,5 | 6,78 | 1 | — | 780 | 1080 | 600 | 300 | 380 | 300 |
| C-18 | 24,7 | 10,17 | 1 | 1 | 780 | 1080 | 600 | 300 | 380 | 300 |
| C-24 | 33 | 13,55 | 2 | — | 780 | 1080 | 600 | 300 | 380 | 300 |
| C-30 | 41,3 | 16,90 | 2 | 1 | 780 | 1080 | 600 | 300 | 380 | 300 |
| C-36 | 49,5 | 20,34 | 3 | — | 780 | 1080 | 600 | 300 | 380 | 300 |
| C-42 | 57,7 | 23,73 | 3 | 1 | 780 | 1080 | 600 | 300 | 380 | 300 |
| C-48 | 66 | 27,12 | 4 | — | 780 | 1080 | 600 | 300 | 380 | 300 |
| D-16 | 22 | 9,04 | 1 | — | 1000 | 1350 | 600 | 400 | 380 | 450 |
| D-24 | 33 | 13,56 | 1 | 1 | 1000 | 1350 | 600 | 400 | 380 | 450 |
| D-32 | 44 | 18,08 | 2 | — | 1000 | 1350 | 600 | 400 | 380 | 450 |
| D-40 | 55 | 22,06 | 2 | 1 | 1000 | 1350 | 600 | 400 | 380 | 450 |
| D-48 | 66 | 27,12 | 3 | — | 1000 | 1350 | 600 | 400 | 380 | 450 |
| D-56 | 77 | 31,64 | 3 | 1 | 1000 | 1350 | 600 | 400 | 380 | 450 |
| D-64 | 88 | 36,16 | 4 | — | 1000 | 1350 | 600 | 400 | 380 | 450 |
| D-72 | 99 | 40,68 | 4 | 1 | 1000 | 1350 | 600 | 400 | 380 | 450 |
| D-80 | 110 | 45,20 | 5 | — | 1000 | 1350 | 600 | 400 | 380 | 450 |

ФИЛЬТР „МИАГ“

Примечания. 1. Приводной шкив— 400×70 мм; $n = 50$ об/мин.

2. Цилиндрическая (А) или коническая (В) зубчатые передачи могут быть установлены справа или слева; нормально цилиндрическая передача — справа.

3. Подвод воздуха к пылесбор-

ному ковшу возможен лишь при подвеске его.

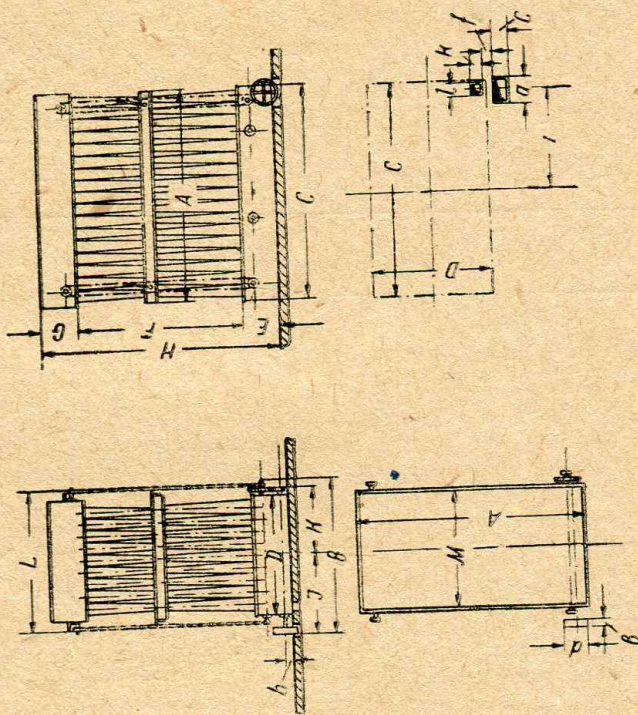
4. Длина рукавов при нормальной высоте шкафа в 2800 мм равна 2480 мм.

5. Подвесные воронки для фильтров В-8, С-12, D-16 могут быть сделаны без шнека.

меры в мм

| <i>g</i> | <i>h</i> | <i>i</i> | <i>k</i> | <i>l</i> | <i>m</i> | <i>n</i> | <i>o</i> | <i>p</i> | <i>r</i> | <i>s</i> | <i>t</i> |
|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|
| 580 | 395 | 230 | 120 | 1600 | 670 | 470 | 80 | 800 | — | 650 | — |
| 580 | 395 | 230 | 120 | 1475 | 670 | 470 | 80 | 800 | — | 650 | — |
| 580 | 395 | 230 | 120 | 1950 | 670 | 470 | 80 | 800 | — | 650 | — |
| 580 | 395 | 230 | 120 | 2425 | 670 | 470 | 80 | 800 | — | 650 | — |
| 580 | 395 | 230 | 120 | 2900 | 670 | 470 | 80 | 800 | — | 650 | — |
| 568 | 407 | 270 | 145 | 1000 | 760 | 560 | 90 | 1100 | 475 | 900 | 210 |
| 568 | 407 | 270 | 145 | 1475 | 760 | 560 | 90 | 1100 | 475 | 900 | 210 |
| 568 | 407 | 270 | 145 | 1950 | 760 | 560 | 90 | 1100 | 475 | 900 | 210 |
| 568 | 407 | 270 | 145 | 2425 | 760 | 560 | 90 | 1100 | 475 | 900 | 210 |
| 568 | 407 | 270 | 145 | 2900 | 760 | 560 | 90 | 1100 | 475 | 900 | 210 |
| 568 | 407 | 270 | 145 | 3375 | 760 | 560 | 90 | 1100 | 475 | 900 | 210 |
| 568 | 407 | 270 | 145 | 3900 | 760 | 560 | 90 | 1100 | 475 | 900 | 210 |
| 568 | 407 | 270 | 145 | 1000 | 910 | 710 | 100 | 1360 | 510 | 1130 | 420 |
| 568 | 407 | 270 | 145 | 1475 | 910 | 710 | 100 | 1360 | 510 | 1130 | 420 |
| 568 | 407 | 270 | 145 | 1950 | 910 | 710 | 100 | 1360 | 510 | 1130 | 420 |
| 568 | 407 | 270 | 145 | 2425 | 910 | 710 | 100 | 1360 | 510 | 1130 | 420 |
| 568 | 407 | 270 | 145 | 2900 | 910 | 710 | 100 | 1360 | 510 | 1130 | 420 |
| 568 | 407 | 270 | 145 | 3375 | 910 | 710 | 100 | 1360 | 510 | 1130 | 420 |
| 568 | 407 | 270 | 145 | 3900 | 910 | 710 | 100 | 1360 | 510 | 1130 | 420 |
| 568 | 407 | 270 | 145 | 4375 | 910 | 710 | 100 | 1360 | 510 | 1130 | 420 |
| 568 | 407 | 270 | 145 | 4850 | 910 | 710 | 100 | 1360 | 510 | 1130 | 420 |

ГАБАРИТНЫЕ РАЗМЕРЫ НАГРЕТАТЕЛЬНОГО ФИЛЬТРА ГЛАВПРОДМАШ



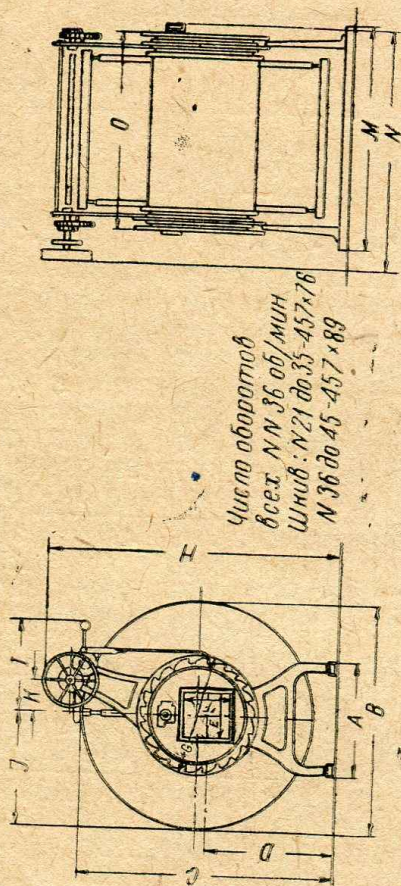
| № машины | Число рукавов | Фильтрующая поверхность м ² | Диам. рукава в мм | Длина рукава в мм | Размеры в мм | | | | | | | | | | | | Число об/мин | Потреб. мощ-ности в л. с. | | | | | | | | | |
|----------|---------------|--|-------------------|-------------------|---------------|------|------|------|-----|------|------|-----|-----|------|------|-----|--------------|---------------------------|-----|-----|------|-----|-----|-----|-----|----|-----|
| | | | | | Р а з м е р ы | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | | | | | A | B | C | D | E | F | H | I | K | L | M | G | | | a | b | c | d | i | h | f | k | l |
| 1 | 80 | 63 | 125 | 2000 | 1255 | 1780 | 1205 | 1495 | 690 | 2000 | 3145 | 866 | 851 | 1785 | 1555 | 455 | 360 | 70 | 180 | 310 | — | 150 | 50 | 144 | 100 | 70 | 0,3 |
| 2 | 140 | 109 | 125 | 2000 | 2135 | 1860 | 2075 | 1495 | 470 | 2000 | 2925 | 967 | 856 | 1785 | 1555 | 455 | 360 | 70 | 200 | 310 | 937 | 126 | 135 | 120 | 160 | 70 | 0,4 |
| 2 | 190 | 150 | 125 | 2000 | 2860 | 1860 | 2800 | 1495 | 470 | 2000 | 2925 | 967 | 856 | 1785 | 1555 | 455 | 360 | 70 | 200 | 310 | 1380 | 126 | 135 | 120 | 160 | 70 | 0,5 |

ЗВЕЗДЧАТЫЙ НАГНЕТАТЕЛЬНЫЙ ФИЛЬТР „EMPIRE“

(Ричмонд, США)

Таблица IX

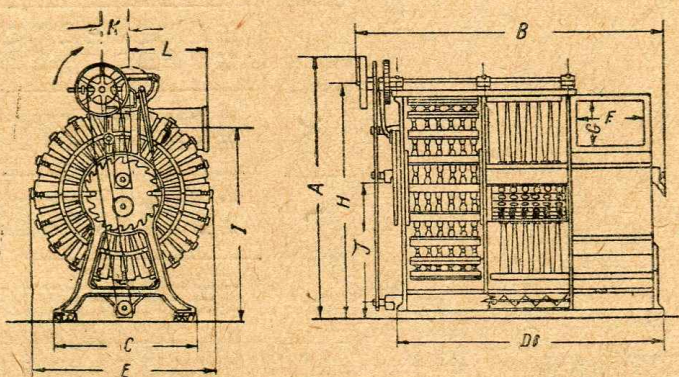
Фильтр открытого типа



| № | Число рукавов | Площадь ткани в м ² | Вес в кг | A | B | C | D | E | F | G | H | I | J | K | M | N | O |
|----|---------------|--------------------------------|----------|-----|------|------|------|-----|-----|-----|------|-----|-----|-----|------|------|------|
| 21 | 288 | 24,6 | 592 | 990 | 1752 | 2006 | 1066 | 457 | 419 | 990 | 2235 | 711 | 864 | 304 | 1116 | 1295 | 939 |
| 22 | 360 | 31,0 | 637 | 990 | 1752 | 2006 | 1066 | 457 | 419 | 990 | 2235 | 711 | 864 | 304 | 1270 | 1447 | 1092 |
| 23 | 432 | 37,0 | 682 | 990 | 1752 | 2006 | 1066 | 457 | 419 | 990 | 2235 | 711 | 864 | 304 | 1422 | 1600 | 1244 |
| 24 | 504 | 43,2 | 727 | 990 | 1752 | 2006 | 1066 | 457 | 419 | 990 | 2235 | 711 | 864 | 304 | 1574 | 1752 | 1422 |
| 25 | 576 | 49,5 | 775 | 990 | 1752 | 2006 | 1066 | 457 | 419 | 990 | 2235 | 711 | 864 | 304 | 1727 | 1905 | 1574 |
| 31 | 288 | 34,4 | 614 | 990 | 1981 | 2210 | 1117 | 457 | 419 | 990 | 2438 | 711 | 990 | 304 | 1116 | 1295 | 939 |
| 32 | 360 | 43,0 | 660 | 990 | 1981 | 2210 | 1117 | 457 | 419 | 990 | 2438 | 711 | 990 | 304 | 1270 | 1447 | 1092 |
| 33 | 432 | 51,5 | 727 | 990 | 1981 | 2210 | 1117 | 457 | 419 | 990 | 2438 | 711 | 990 | 304 | 1422 | 1600 | 1244 |
| 34 | 504 | 60,0 | 795 | 990 | 1981 | 2210 | 1117 | 457 | 419 | 990 | 2438 | 711 | 990 | 304 | 1574 | 1752 | 1422 |
| 35 | 576 | 68,5 | 842 | 990 | 1981 | 2210 | 1117 | 457 | 419 | 990 | 2438 | 711 | 990 | 304 | 1727 | 1905 | 1574 |
| 36 | 648 | 77,2 | 980 | 990 | 1981 | 2210 | 1117 | 457 | 419 | 990 | 2438 | 711 | 990 | 304 | 1879 | 2235 | 1803 |
| 37 | 720 | 86,0 | 1060 | 990 | 1981 | 2210 | 1117 | 457 | 419 | 990 | 2438 | 711 | 990 | 304 | 2159 | 2438 | 1955 |
| 38 | 792 | 94,9 | 1110 | 990 | 1981 | 2210 | 1117 | 457 | 419 | 990 | 2438 | 711 | 990 | 304 | 2286 | 2692 | 2108 |
| 39 | 864 | 103,5 | 1160 | 990 | 1981 | 2210 | 1117 | 457 | 419 | 990 | 2438 | 711 | 990 | 304 | 2692 | 2743 | 2413 |
| 41 | 1008 | 119,0 | 1205 | 990 | 1981 | 2210 | 1117 | 457 | 419 | 990 | 2438 | 711 | 990 | 304 | 2895 | 3073 | 2717 |
| 43 | 1152 | 137,0 | 1250 | 990 | 1981 | 2210 | 1117 | 457 | 419 | 990 | 2438 | 711 | 990 | 304 | 3225 | 3403 | 3048 |
| 45 | 1272 | 155,0 | 1340 | 990 | 1981 | 2210 | 1117 | 457 | 419 | 990 | 2438 | 711 | 990 | 304 | 3530 | 3708 | 3352 |

(Размеры в мм)

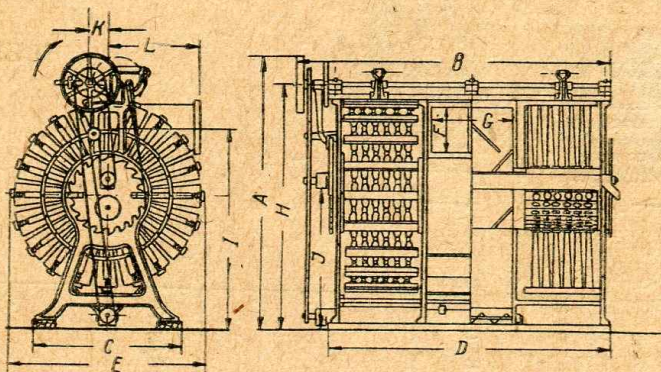
**ОДИНАРНЫЙ ЗВЕЗДЧАТЫЙ НАГНЕТАТЕЛЬНЫЙ ФИЛЬТР ОТКРЫТОГО ТИПА
С КАМЕРОЙ ДЛЯ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО ОТДЕЛЕНИЯ ГРУБОЙ ПЫЛИ
(ВОЛЬФ, США)**



| № машины | Площадь ткани в м ² | Число ру- кавов | Шкив в мм | Число обор. в мин. | Р а з м е р ы в мм | | | | | | | | | | | | Вес в кг |
|----------|-----------------------------------|--------------------|--------------|-----------------------|--------------------|------|------|------|------|-----|-----|------|------|------|-----|------|----------|
| | | | | | A | B | E | D | C | F | G | H | I | J | K | L | |
| 5-A | 5,8 | 60 | 457 × 63 | 56 | 1625 | 1320 | 1016 | 1041 | 889 | 228 | 254 | 1397 | 1092 | 685 | 127 | 508 | 318 |
| 6-A | 7,0 | 72 | 457 × 63 | 56 | 1625 | 1473 | 1066 | 1193 | 889 | 228 | 304 | 1397 | 1092 | 685 | 127 | 508 | 336 |
| 7-A | 8,2 | 84 | 457 × 63 | 56 | 1625 | 1600 | 1016 | 1320 | 889 | 228 | 355 | 1397 | 1092 | 685 | 127 | 508 | 354 |
| 8-A | 9,3 | 96 | 457 × 63 | 56 | 1625 | 1752 | 1016 | 1422 | 889 | 228 | 406 | 1397 | 1092 | 685 | 127 | 508 | 373 |
| 9-A | 10,5 | 108 | 457 × 63 | 56 | 1625 | 1879 | 1016 | 1600 | 889 | 228 | 457 | 1397 | 1092 | 685 | 127 | 508 | 390 |
| 10-A | 11,6 | 120 | 457 × 63 | 56 | 1625 | 2032 | 1016 | 1752 | 889 | 228 | 508 | 1397 | 1092 | 685 | 127 | 508 | 408 |
| 11-A | 12,9 | 132 | 457 × 63 | 56 | 1625 | 2159 | 1016 | 1879 | 889 | 228 | 558 | 1397 | 1092 | 685 | 127 | 508 | 427 |
| 12-A | 14,0 | 144 | 457 × 63 | 56 | 1625 | 2311 | 1016 | 2032 | 889 | 228 | 609 | 1397 | 1092 | 685 | 127 | 508 | 445 |
| 4-B | 9,3 | 80 | 457 × 63 | 56 | 2133 | 1193 | 1422 | 914 | 1092 | 304 | 203 | 1905 | 1549 | 1092 | 127 | 685 | 456 |
| 5-B | 11,6 | 100 | 457 × 63 | 56 | 2133 | 1320 | 1422 | 1041 | 1092 | 304 | 254 | 1905 | 1549 | 1092 | 127 | 685 | 480 |
| 6-B | 14,0 | 120 | 457 × 63 | 56 | 2133 | 1473 | 1422 | 1193 | 1092 | 304 | 304 | 1905 | 1549 | 1092 | 127 | 685 | 510 |
| 7-B | 16,3 | 140 | 457 × 63 | 56 | 2133 | 1600 | 1422 | 1320 | 1092 | 304 | 355 | 1905 | 1549 | 1092 | 127 | 685 | 537 |
| 8-B | 18,6 | 160 | 457 × 63 | 56 | 2133 | 1752 | 1422 | 1422 | 1092 | 304 | 406 | 1905 | 1549 | 1092 | 127 | 685 | 565 |
| 9-B | 21,0 | 180 | 457 × 63 | 56 | 2133 | 1879 | 1422 | 1600 | 1092 | 304 | 457 | 1905 | 1549 | 1092 | 127 | 685 | 590 |
| 10-B | 23,2 | 200 | 457 × 63 | 56 | 2133 | 2032 | 1422 | 1752 | 1092 | 304 | 508 | 1905 | 1549 | 1092 | 127 | 685 | 620 |
| 11-B | 25,6 | 220 | 457 × 63 | 56 | 2133 | 2159 | 1422 | 1879 | 1092 | 304 | 558 | 1905 | 1549 | 1092 | 127 | 685 | 645 |
| 12-B | 27,9 | 240 | 457 × 63 | 56 | 2133 | 2311 | 1422 | 2032 | 1092 | 304 | 609 | 1905 | 1549 | 1092 | 127 | 685 | 675 |
| 5-C | 23,2 | 150 | 457 × 76 | 50 | 2844 | 1422 | 1955 | 1092 | 1371 | 381 | 254 | 2540 | 2133 | 1549 | 152 | 914 | 955 |
| 6-C | 27,9 | 180 | 457 × 76 | 50 | 2844 | 1574 | 1955 | 1234 | 1371 | 381 | 304 | 2540 | 2133 | 1549 | 152 | 914 | 1000 |
| 7-C | 32,5 | 210 | 457 × 76 | 50 | 2844 | 1702 | 1955 | 1371 | 1371 | 381 | 355 | 2540 | 2133 | 1549 | 152 | 914 | 1040 |
| 8-C | 37,2 | 240 | 457 × 76 | 50 | 2844 | 1850 | 1955 | 1600 | 1371 | 381 | 406 | 2540 | 2133 | 1549 | 152 | 914 | 1180 |
| 9-C | 41,8 | 270 | 457 × 76 | 50 | 2844 | 2000 | 1955 | 1752 | 1371 | 381 | 457 | 2540 | 2133 | 1549 | 152 | 914 | 1135 |
| 10-C | 46,5 | 300 | 457 × 76 | 50 | 2844 | 2133 | 1955 | 1879 | 1371 | 381 | 508 | 2540 | 2133 | 1549 | 152 | 914 | 1180 |
| 11-C | 51,0 | 330 | 457 × 76 | 50 | 2844 | 2260 | 1955 | 1943 | 1371 | 381 | 558 | 2540 | 2133 | 1549 | 152 | 914 | 1225 |
| 12-C | 55,8 | 360 | 457 × 76 | 50 | 2844 | 2413 | 1955 | 2082 | 1371 | 381 | 609 | 2540 | 2133 | 1549 | 152 | 914 | 1270 |
| 13-C | 60,5 | 390 | 457 × 76 | 50 | 2844 | 2540 | 1955 | 2235 | 1371 | 381 | 660 | 2540 | 2132 | 1549 | 152 | 914 | 1320 |
| 14-C | 65,0 | 420 | 457 × 76 | 50 | 2844 | 2692 | 1955 | 2362 | 1371 | 381 | 710 | 2540 | 2133 | 1549 | 152 | 914 | 1365 |
| 6-D | 41,8 | 240 | 457 × 88 | 50 | 3300 | 1574 | 2438 | 1234 | 1574 | 457 | 304 | 3022 | 2590 | 1879 | 152 | 1066 | 1135 |
| 7-D | 48,6 | 280 | 457 × 88 | 50 | 3300 | 1702 | 2438 | 1371 | 1574 | 457 | 355 | 3022 | 2590 | 1879 | 152 | 1066 | 1200 |
| 8-D | 55,8 | 320 | 457 × 88 | 50 | 3300 | 1850 | 2438 | 1524 | 1574 | 457 | 406 | 3022 | 2590 | 1879 | 152 | 1066 | 1270 |
| 9-D | 62,7 | 360 | 457 × 88 | 50 | 3300 | 2000 | 2438 | 1651 | 1574 | 457 | 457 | 3022 | 2590 | 1879 | 152 | 1066 | 1340 |
| 10-D | 69,7 | 400 | 457 × 88 | 50 | 3300 | 2133 | 2438 | 1800 | 1574 | 457 | 508 | 3022 | 2590 | 1879 | 152 | 1066 | 1410 |
| 11-D | 76,5 | 440 | 457 × 88 | 50 | 3300 | 2260 | 2438 | 1930 | 1574 | 457 | 558 | 3022 | 2590 | 1879 | 152 | 1066 | 1480 |
| 12-D | 83,5 | 480 | 457 × 88 | 50 | 3300 | 2413 | 2438 | 2082 | 1574 | 457 | 609 | 3022 | 2590 | 1879 | 152 | 1066 | 1545 |
| 13-D | 90,8 | 520 | 457 × 88 | 50 | 3300 | 2540 | 2438 | 2209 | 1574 | 457 | 660 | 3022 | 2590 | 1879 | 152 | 1066 | 1615 |
| 14-D | 97,0 | 560 | 457 × 88 | 50 | 3300 | 2692 | 2438 | 2362 | 1574 | 457 | 711 | 3022 | 2590 | 1879 | 152 | 1066 | 1680 |
| 15-D | 104,0 | 600 | 457 × 88 | 50 | 3300 | 2819 | 2438 | 2438 | 1574 | 457 | 762 | 3022 | 2590 | 1879 | 152 | 1066 | 1750 |
| 16-D | 111,6 | 640 | 457 × 88 | 50 | 3300 | 3098 | 2438 | 2641 | 1574 | 457 | 812 | 3022 | 2590 | 1879 | 152 | 1066 | 1815 |
| 17-D | 119,0 | 680 | 457 × 88 | 50 | 3300 | 3251 | 2438 | 2768 | 1574 | 457 | 863 | 3022 | 2590 | 1879 | 152 | 1066 | 1885 |
| 19-D | 125,0 | 720 | 457 × 88 | 50 | 3300 | 3490 | 2438 | 2920 | 1574 | 457 | 914 | 3022 | 2590 | 1879 | 152 | 1066 | 1950 |

Таблица XI

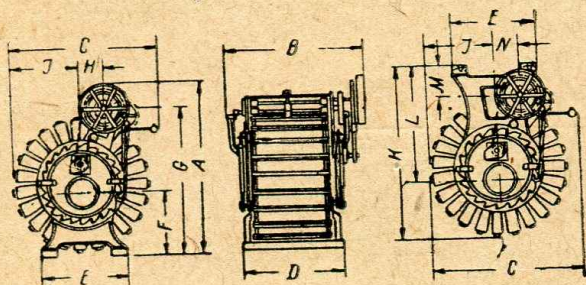
**ДВОЙНОЙ ЗВЕЗДАТЫЙ НАГНЕТАТЕЛЬНЫЙ ФИЛЬТР ОТКРЫТОГО ТИПА
С КАМЕРОЙ ДЛЯ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО ОТДЕЛЕНИЯ ГРУБОЙ ПЫЛИ
(ВОЛЬФ, США)**



| № машины | Площадь ткани в м ² | Число ру- кавов | Шкив в мм | Число об./мин. | Размеры в мм | | | | | | | | | | | | Вес в кг |
|----------|-----------------------------------|--------------------|-----------|----------------|--------------|------|------|------|------|-----|------|------|------|------|-----|------|----------|
| | | | | | A | B | E | D | C | F | G | H | I | J | K | L | |
| 8-AA | 9,3 | 96 | 457× | 63 56 | 1625 | 1930 | 1016 | 1651 | 889 | 228 | 406 | 1397 | 1092 | 685 | 127 | 508 | 546 |
| 10-AA | 11,6 | 120 | 457× | 63 56 | 1625 | 2200 | 1016 | 1676 | 889 | 228 | 508 | 1397 | 1092 | 685 | 127 | 508 | 585 |
| 12-AA | 13,9 | 144 | 457× | 63 56 | 1625 | 2489 | 1016 | 1955 | 889 | 228 | 609 | 1397 | 1092 | 685 | 127 | 508 | 623 |
| 14-AA | 16,3 | 168 | 457× | 63 56 | 1625 | 2768 | 1016 | 2438 | 889 | 228 | 711 | 1397 | 1092 | 685 | 127 | 508 | 662 |
| 16-AA | 18,6 | 192 | 457× | 63 56 | 1625 | 3048 | 1016 | 2768 | 889 | 228 | 812 | 1397 | 1092 | 685 | 127 | 508 | 700 |
| 18-AA | 20,9 | 216 | 457× | 63 56 | 1625 | 3327 | 1016 | 3048 | 889 | 228 | 914 | 1397 | 1092 | 685 | 127 | 508 | 740 |
| 20-AA | 23,3 | 240 | 457× | 63 56 | 1625 | 3600 | 1016 | 3327 | 889 | 228 | 1016 | 1397 | 1092 | 685 | 127 | 508 | 780 |
| | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 8-BB | 18,6 | 160 | 457× | 76 56 | 2133 | 1930 | 1422 | 1651 | 1092 | 304 | 406 | 1905 | 1549 | 1092 | 127 | 685 | 774 |
| 10-BB | 23,3 | 200 | 457× | 76 56 | 2133 | 2200 | 1422 | 1676 | 1092 | 304 | 508 | 1905 | 1549 | 1092 | 127 | 685 | 840 |
| 12-BB | 27,9 | 240 | 457× | 76 56 | 2133 | 2489 | 1422 | 1955 | 1092 | 304 | 609 | 1905 | 1549 | 1092 | 127 | 685 | 910 |
| 14-BB | 32,5 | 280 | 457× | 76 56 | 2133 | 2768 | 1422 | 2438 | 1092 | 304 | 711 | 1905 | 1549 | 1092 | 127 | 685 | 978 |
| 16-BB | 37,2 | 320 | 457× | 76 56 | 2133 | 3048 | 1422 | 2768 | 1092 | 304 | 812 | 1905 | 1549 | 1092 | 127 | 685 | 1040 |
| 18-BB | 41,8 | 360 | 457× | 76 56 | 2133 | 3327 | 1422 | 3048 | 1092 | 304 | 914 | 1905 | 1549 | 1092 | 127 | 685 | 1113 |
| 20-BB | 46,5 | 400 | 457× | 76 56 | 2133 | 3600 | 1422 | 3327 | 1092 | 304 | 1016 | 1905 | 1549 | 1092 | 127 | 685 | 1180 |
| | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 8-CC | 37,2 | 240 | 457× | 88 50 | 2844 | 2032 | 1955 | 1651 | 1371 | 381 | 406 | 2540 | 2133 | 1549 | 152 | 914 | 1580 |
| 10-CC | 46,5 | 300 | 457× | 88 50 | 2844 | 2300 | 1955 | 1676 | 1371 | 381 | 508 | 2540 | 2133 | 1549 | 152 | 914 | 1680 |
| 12-CC | 55,8 | 360 | 457× | 88 50 | 2844 | 2590 | 1955 | 1955 | 1371 | 381 | 609 | 2540 | 2133 | 1549 | 152 | 914 | 1770 |
| 14-CC | 65,0 | 420 | 457× | 88 50 | 2844 | 2870 | 1955 | 2438 | 1371 | 381 | 711 | 2540 | 2133 | 1549 | 152 | 914 | 1862 |
| 16-CC | 74,3 | 480 | 457× | 88 50 | 2844 | 3149 | 1955 | 2768 | 1371 | 381 | 812 | 2540 | 2133 | 1549 | 152 | 914 | 1955 |
| 18-CC | 83,6 | 540 | 457× | 88 50 | 2844 | 3350 | 1955 | 3048 | 1371 | 381 | 914 | 2540 | 2133 | 1549 | 152 | 914 | 2045 |
| 20-CC | 93,0 | 600 | 457× | 88 50 | 2844 | 3700 | 1955 | 3327 | 1371 | 381 | 1016 | 2540 | 2133 | 1549 | 152 | 914 | 2135 |
| 22-CC | 102,3 | 660 | 457× | 88 50 | 2844 | 3960 | 1955 | 3606 | 1371 | 381 | 1117 | 2540 | 2133 | 1549 | 152 | 914 | 2230 |
| 24-CC | 111,5 | 720 | 457× | 88 50 | 2844 | 4267 | 1955 | 3886 | 1371 | 381 | 1219 | 2540 | 2133 | 1549 | 152 | 914 | 2320 |
| | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 8-DD | 55,8 | 320 | 457× | 101 50 | 3302 | 2032 | 2336 | 1651 | 1574 | 457 | 406 | 3022 | 2590 | 1879 | 152 | 1066 | 1930 |
| 10-DD | 69,6 | 400 | 457× | 101 50 | 3302 | 2300 | 2336 | 1676 | 1574 | 457 | 508 | 3022 | 2590 | 1879 | 152 | 1066 | 2045 |
| 12-DD | 83,6 | 480 | 457× | 101 50 | 3302 | 2590 | 2336 | 1955 | 1574 | 457 | 609 | 3022 | 2590 | 1879 | 152 | 1066 | 2160 |
| 14-DD | 98,0 | 560 | 457× | 101 50 | 3302 | 2870 | 2336 | 2438 | 1574 | 457 | 711 | 3022 | 2590 | 1879 | 152 | 1066 | 2270 |
| 16-DD | 111,5 | 640 | 457× | 101 50 | 3302 | 3149 | 2336 | 2768 | 1574 | 457 | 812 | 3022 | 2590 | 1879 | 152 | 1066 | 2410 |
| 18-DD | 125,5 | 720 | 457× | 101 50 | 3302 | 3310 | 2336 | 3048 | 1574 | 457 | 914 | 3022 | 2590 | 1879 | 152 | 1066 | 2545 |
| 20-DD | 139,5 | 800 | 457× | 101 50 | 3302 | 3700 | 2336 | 3327 | 1574 | 457 | 1016 | 3022 | 2590 | 1879 | 152 | 1066 | 2680 |
| 22-DD | 153,5 | 880 | 457× | 101 50 | 3302 | 3960 | 2336 | 3606 | 1574 | 457 | 1117 | 3022 | 2590 | 1879 | 152 | 1066 | 2820 |
| 24-DD | 167,5 | 960 | 457× | 101 50 | 3302 | 4267 | 2336 | 3886 | 1574 | 457 | 1219 | 3022 | 2590 | 1879 | 152 | 1066 | 2950 |
| 26-DD | 181,5 | 1040 | 457× | 101 50 | 3302 | 4546 | 2336 | 4414 | 1574 | 457 | 1320 | 3022 | 2590 | 1879 | 152 | 1066 | 3090 |
| 28-DD | 195,0 | 1120 | 457— | 101 50 | 3302 | 4826 | 2336 | 4445 | 1574 | 457 | 1422 | 3022 | 2590 | 1879 | 152 | 1066 | 3270 |
| 30-DD | 209,0 | 1200 | 457— | 101 50 | 3302 | 5105 | 2336 | 4724 | 1574 | 457 | 1524 | 3022 | 2590 | 1879 | 152 | 1066 | 3450 |
| 32-DD | 223,0 | 1280 | 457— | 101 50 | 3302 | 5364 | 2336 | 5300 | 1574 | 457 | 1625 | 3022 | 2590 | 1879 | 152 | 1066 | 3640 |

ЗВЕЗДЧАТЫЙ ФИЛЬТР

(Вольф,



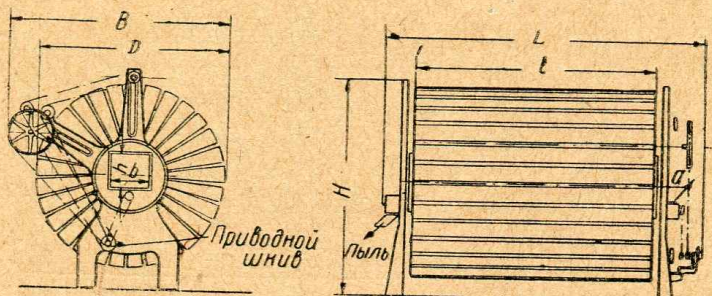
| № машины | Поверхность в м ² | Число рука- вов | Диаметр входа в мм | Сечение входа в м ² | Шкив в мм | Число об/мин | Разме | | |
|----------|---------------------------------|--------------------|-----------------------|-----------------------------------|-----------|--------------|-------|------|------|
| | | | | | | | А | В | С |
| 1 | 11,7 | 164 | 300 | 0,07 | 450× 65 | 35 | 1550 | 1275 | 1325 |
| 2 | 14,7 | 230 | 300 | 0,07 | 450× 65 | 35 | 1550 | 1450 | 1325 |
| 3 | 17,6 | 276 | 300 | 0,07 | 450× 65 | 35 | 1550 | 1600 | 1325 |
| 4 | 20,6 | 322 | 300 | 0,07 | 450× 65 | 35 | 1550 | 1750 | 1325 |
| 5 | 23,5 | 368 | 300 | 0,07 | 450× 65 | 35 | 1550 | 1900 | 1325 |
| 11 | 17,3 | 208 | 400 | 0,12 | 450× 65 | 35 | 1850 | 1275 | 1550 |
| 12 | 21,6 | 260 | 400 | 0,12 | 450× 65 | 35 | 1850 | 1450 | 1550 |
| 13 | 26,0 | 312 | 400 | 0,12 | 450× 65 | 35 | 1850 | 1600 | 1550 |
| 14 | 30,3 | 364 | 400 | 0,12 | 450× 65 | 35 | 1850 | 1750 | 1550 |
| 15 | 34,5 | 416 | 400 | 0,12 | 450× 65 | 35 | 1850 | 1900 | 1550 |
| 21 | 24,0 | 285 | 575 | 0,26 | 450× 75 | 35 | 2100 | 1275 | 1750 |
| 22 | 30,0 | 360 | 575 | 0,26 | 450× 75 | 35 | 2100 | 1450 | 1750 |
| 23 | 36,0 | 432 | 575 | 0,26 | 450× 75 | 35 | 2100 | 1600 | 1750 |
| 24 | 42,0 | 504 | 575 | 0,26 | 450× 75 | 35 | 2100 | 1750 | 1750 |
| 25 | 48,0 | 576 | 575 | 0,26 | 450× 75 | 35 | 2100 | 1900 | 1750 |
| 31 | 33,5 | 288 | 575 | 0,26 | 450× 75 | 35 | 2300 | 1275 | 2000 |
| 32 | 41,6 | 360 | 575 | 0,26 | 450× 75 | 35 | 2300 | 1450 | 2000 |
| 33 | 50,0 | 432 | 575 | 0,26 | 450× 75 | 35 | 2300 | 1600 | 2000 |
| 34 | 58,2 | 504 | 575 | 0,26 | 450× 75 | 35 | 2300 | 1750 | 2000 |
| 35 | 66,5 | 576 | 575 | 0,26 | 450× 75 | 35 | 2300 | 1900 | 2000 |
| 36 | 75,0 | 648 | 575 | 0,26 | 450×100 | 35 | 2300 | 2075 | 2000 |
| 37 | 83,5 | 720 | 575 | 0,26 | 450×100 | 35 | 2300 | 2225 | 2000 |
| 38 | 92,0 | 792 | 575 | 0,26 | 450×100 | 35 | 2300 | 2400 | 2000 |
| 39 | 100,0 | 864 | 575 | 0,26 | 450×100 | 35 | 2300 | 2525 | 2000 |
| 41 | 116,0 | 1008 | 575 | 0,26 | 450×100 | 35 | 2300 | 2850 | 2000 |
| 43 | 133,0 | 1152 | 575 | 0,26 | 450×100 | 35 | 2300 | 3150 | 2000 |

ОТКРЫТОГО ТИПА

США)

| р ы в м.м | | | | | | | | | | Вес в кг | Потребная мощность в л.с. |
|-----------|-----|------|------|-----|------|------|------|-----|-----|----------|------------------------------|
| D | E | F | G | H | I | K | L | M | N | | |
| 925 | 775 | 575 | 1325 | 212 | 625 | 1575 | 1050 | 250 | 225 | 340 | 0,2 |
| 1075 | 775 | 575 | 1325 | 212 | 625 | 1575 | 1050 | 250 | 225 | 360 | 0,2 |
| 1225 | 775 | 575 | 1325 | 212 | 625 | 1575 | 1050 | 250 | 225 | 420 | 0,2 |
| 1400 | 775 | 575 | 1325 | 212 | 625 | 1575 | 1050 | 250 | 225 | 460 | 0,2 |
| 1550 | 775 | 575 | 1325 | 212 | 625 | 1575 | 1050 | 250 | 225 | 500 | 0,2 |
| 925 | 800 | 725 | 1625 | 275 | 750 | 1825 | 1175 | 250 | 287 | 400 | 0,2 |
| 1075 | 800 | 725 | 1625 | 275 | 750 | 1825 | 1175 | 250 | 287 | 470 | 0,2 |
| 1225 | 800 | 725 | 1625 | 275 | 750 | 1825 | 1175 | 250 | 287 | 480 | 0,2 |
| 1400 | 800 | 725 | 1625 | 275 | 750 | 1825 | 1175 | 250 | 287 | 520 | 0,2 |
| 1550 | 800 | 725 | 1625 | 275 | 750 | 1825 | 1175 | 250 | 287 | 560 | 0,2 |
| 925 | 975 | 850 | 1875 | 275 | 875 | 2100 | 1300 | 250 | 287 | 520 | 0,3 |
| 1075 | 975 | 850 | 1875 | 275 | 875 | 2100 | 1300 | 250 | 287 | 520 | 0,3 |
| 1225 | 975 | 850 | 1875 | 275 | 875 | 2100 | 1300 | 250 | 287 | 520 | 0,3 |
| 1400 | 975 | 850 | 1875 | 275 | 875 | 2100 | 1300 | 250 | 287 | 520 | 0,3 |
| 1550 | 975 | 850 | 1875 | 275 | 875 | 2100 | 1300 | 250 | 287 | 520 | 0,3 |
| 925 | 975 | 1000 | 2075 | 275 | 1000 | 2350 | 1425 | 275 | 330 | 540 | 0,4 |
| 1075 | 975 | 1000 | 2075 | 275 | 1000 | 2350 | 1425 | 275 | 330 | 600 | 0,4 |
| 1225 | 975 | 1000 | 2075 | 275 | 1000 | 2350 | 1425 | 275 | 330 | 660 | 0,4 |
| 1400 | 975 | 1000 | 2075 | 275 | 1000 | 2350 | 1425 | 275 | 330 | 720 | 0,4 |
| 1550 | 975 | 1000 | 2075 | 275 | 1000 | 2350 | 1425 | 275 | 330 | 780 | 0,4 |
| 1700 | 975 | 1000 | 2075 | 275 | 1000 | 2350 | 1425 | 275 | 330 | 840 | 0,5 |
| 1850 | 975 | 1000 | 2075 | 275 | 1000 | 2350 | 1425 | 275 | 330 | 900 | 0,5 |
| 2025 | 975 | 1000 | 2075 | 275 | 1000 | 2350 | 1425 | 275 | 330 | 960 | 0,5 |
| 2175 | 975 | 1000 | 2075 | 275 | 1000 | 2350 | 1425 | 275 | 330 | 1020 | 0,5 |
| 2475 | 975 | 1000 | 2075 | 275 | 1000 | 2350 | 1425 | 275 | 330 | 1200 | 0,5 |
| 2800 | 975 | 1000 | 2075 | 275 | 1000 | 2350 | 1425 | 275 | 330 | 1280 | 0,5 |

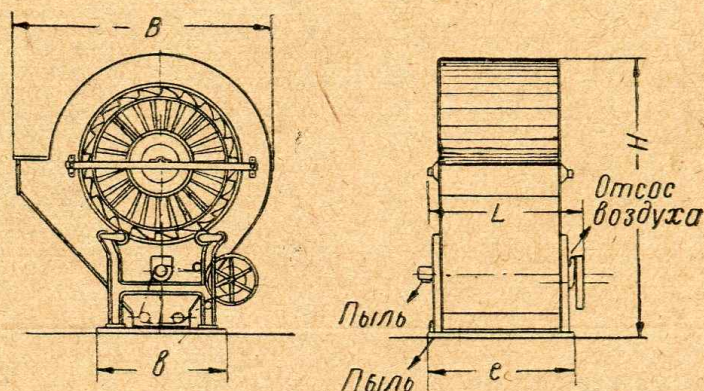
РАМНЫЙ ЗВЕЗДЧАТЫЙ ФИЛЬТР БАРНАРД-ЛИС
ОТКРЫТОГО ТИПА
 (Barnard & L-eas, США)



| № ма- шины | Поверх- ность ткани в м ² | Размеры барабана в мм | | Габаритные размеры в мм | | | Размеры отвер- стия для ввода воздуха в мм | | Размеры привод- ного шкива в мм | Вес в упа- ковке в кг |
|------------------|---|-----------------------------|------|-------------------------------|------|------|--|---|---|-----------------------------------|
| | | D | d | L | B | H | со стороны привода b × h | с проти- вополож- ной сто- роны b × h | | |
| 1 | 10,6 | 1219 | 762 | 1524 | 1448 | 1422 | 190 × 305 | 216 × 305 | 127 × 76 | 454 |
| 2 | 12,9 | 1219 | 914 | 1676 | 1448 | 1422 | 190 × 305 | 216 × 305 | 127 × 76 | 481 |
| 3 | 17,5 | 1219 | 1219 | 1981 | 1448 | 1422 | 190 × 305 | 216 × 305 | 127 × 76 | 536 |
| 4 | 22,0 | 1219 | 1524 | 2286 | 1448 | 1422 | 190 × 305 | 216 × 305 | 127 × 76 | 581 |
| 5 | 26,6 | 1219 | 1829 | 2591 | 1448 | 1422 | 190 × 305 | 216 × 305 | 127 × 76 | 635 |
| 6 | 28,1 | 1524 | 1219 | 1981 | 1753 | 1727 | 305 × 343 | 343 × 394 | 127 × 76 | 665 |
| 7 | 35,4 | 1524 | 1524 | 2286 | 1753 | 1727 | 305 × 343 | 343 × 394 | 127 × 76 | 689 |
| 8 | 42,6 | 1524 | 1829 | 2591 | 1753 | 1727 | 305 × 343 | 343 × 394 | 127 × 76 | 816 |
| 9 | 50,2 | 1524 | 2134 | 2896 | 1753 | 1727 | 305 × 343 | 343 × 394 | 127 × 76 | 862 |
| 10 | 58,1 | 1829 | 1524 | 2286 | 2057 | 2057 | 406 × 495 | 432 × 495 | 127 × 76 | 907 |
| 11 | 58,8 | 1829 | 1829 | 2642 | 2057 | 2057 | 406 × 495 | 432 × 495 | 203 × 76 | 930 |
| 12 | 68,9 | 1829 | 2134 | 2896 | 2057 | 2057 | 406 × 495 | 432 × 495 | 203 × 76 | 953 |
| 13 | 79,0 | 1829 | 2438 | 3200 | 2057 | 2057 | 406 × 495 | 432 × 495 | 203 × 76 | 1112 |

- Примечания. 1. Приводной шкив для всех размеров имеет 135 об/мин.
 2. Диаметр приводного шкива при необходимости может быть увеличен до соответствующего числу оборотов трансмиссии.
 3. Стрелка *a* показывает воздуховод $d \cong 100$ мм, отсасывающий воздух от шнека; воздуховод этот может быть присоединен с противоположной стороны шнека.

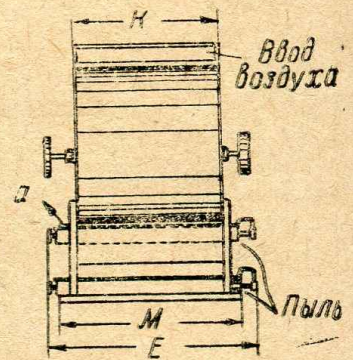
ЗАКРЫТЫЙ ЗВЕЗДЧАТЫЙ ФИЛЬТР „МОНИТОР“
(США)



Для всех номеров фильтров число оборотов в минуту равно 40—50

| № машины | Поверхность ткани в м ² | Размеры в мм | | | | | Приводный шкив в мм | Вес упак. в кг |
|----------|---------------------------------------|--------------|------|------|------|------|---------------------------|----------------------|
| | | B | L | H | b | l | | |
| A-7 | 12,6 | 1549 | 1295 | 1575 | 1067 | 914 | 406×51 | 544 |
| A-8 | 14,5 | 1549 | 1397 | 1575 | 1168 | 914 | 406×51 | 590 |
| A-9 | 16,3 | 1549 | 1499 | 1575 | 1270 | 914 | 406×51 | 613 |
| A-10 | 18,1 | 1549 | 1600 | 1575 | 1372 | 914 | 406×51 | 635 |
| B-6 | 15,3 | 1727 | 1194 | 1880 | 965 | 991 | 406×51 | 613 |
| B-7 | 17,8 | 1727 | 1295 | 1880 | 1067 | 991 | 406×51 | 635 |
| B-8 | 20,4 | 1727 | 1397 | 1880 | 1168 | 991 | 406×51 | 658 |
| B-9 | 23,0 | 1727 | 1499 | 1880 | 1270 | 991 | 406×51 | 680 |
| B-10 | 25,5 | 1727 | 1600 | 1880 | 1372 | 991 | 406×51 | 771 |
| B-12 | 30,7 | 1727 | 1803 | 1880 | 1575 | 991 | 406×51 | 862 |
| B-14 | 35,8 | 1727 | 2007 | 1880 | 1778 | 991 | 406×51 | 885 |
| C-7 | 26,0 | 2057 | 1295 | 2235 | 1067 | 1270 | 406×70 | 907 |
| C-8 | 29,7 | 2057 | 1397 | 2235 | 1168 | 1270 | 406×70 | 930 |
| C-10 | 37,2 | 2057 | 1600 | 2235 | 1372 | 1270 | 406×70 | 953 |
| C-12 | 44,6 | 2057 | 1803 | 2235 | 1575 | 1270 | 406×70 | 975 |
| C-14 | 52,0 | 2057 | 2007 | 2235 | 1778 | 1270 | 406×70 | 998 |
| C-16 | 59,5 | 2057 | 2210 | 2235 | 1981 | 1270 | 406×70 | 1043 |
| C-18 | 66,9 | 2057 | 2413 | 2235 | 2184 | 1270 | 406×70 | 1134 |
| C-20 | 74,3 | 2057 | 2615 | 2235 | 2388 | 1270 | 406×70 | 1361 |
| F-8 | 44,6 | 2362 | 1397 | 2565 | 1168 | 1346 | 406×102 | 953 |
| F-10 | 55,7 | 2362 | 1600 | 2565 | 1372 | 1346 | 406×102 | 998 |
| F-12 | 66,9 | 2362 | 1803 | 2565 | 1575 | 1346 | 406×102 | 1043 |
| F-14 | 78,0 | 2362 | 2007 | 2565 | 1778 | 1346 | 406×102 | 1134 |
| F-15 | 83,6 | 2362 | 2108 | 2565 | 1880 | 1346 | 406×102 | 1270 |
| F-17 | 94,8 | 2362 | 2311 | 2565 | 2083 | 1346 | 406×102 | 1406 |
| F-19 | 105,7 | 2362 | 2515 | 2565 | 2286 | 1346 | 406×102 | 1542 |
| F-21 | 117,0 | 2362 | 2718 | 2565 | 2489 | 1346 | 406×102 | 1588 |

ЗАКРЫТЫЙ ЗВЕЗДЧА
(Ричмонд,

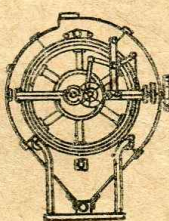
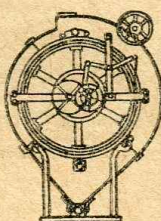
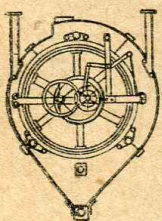


| № машины | Поверхн. ткани, в м ² | Размеры входн. отверстия, в мм | Р а з | | | |
|----------|-------------------------------------|-----------------------------------|-------|------|------|-----|
| | | | А | В | С | Д |
| 13 | 24,5 | 127×787 | 2186 | 712 | 788 | 914 |
| 14 | 27,9 | 127×991 | 2186 | 712 | 788 | 914 |
| 15 | 31,8 | 127×1168 | 2186 | 712 | 788 | 914 |
| 16 | 38,5 | 127×1372 | 2186 | 712 | 788 | 914 |
| 17 | 44,6 | 127×1549 | 2186 | 712 | 788 | 914 |
| 21 | 30,0 | 152×787 | 2389 | 851 | 902 | 927 |
| 22 | 37,2 | 152×991 | 2389 | 851 | 902 | 927 |
| 23 | 44,1 | 152×1168 | 2389 | 851 | 902 | 927 |
| 24 | 51,0 | 152×1372 | 2389 | 851 | 902 | 927 |
| 25 | 58,5 | 152×1549 | 2389 | 851 | 902 | 927 |
| 26 | 67,0 | 152×1753 | 2389 | 851 | 902 | 927 |
| 27 | 75,5 | 152×1930 | 2389 | 851 | 902 | 927 |
| 31 | 68,7 | 178×1372 | 2821 | 991 | 1067 | 927 |
| 32 | 77,0 | 178×1549 | 2821 | 991 | 1067 | 927 |
| 33 | 89,7 | 178×1753 | 2821 | 991 | 1067 | 927 |
| 34 | 99,7 | 178×1930 | 2821 | 991 | 1067 | 927 |
| 35 | 109,6 | 178×2134 | 2821 | 991 | 1067 | 927 |
| 36 | 119,8 | 178×2311 | 2821 | 991 | 1067 | 927 |
| 44 | 119,6 | 203×1930 | 2974 | 1093 | 1194 | 927 |
| 45 | 130,0 | 203×2134 | 2974 | 1093 | 1194 | 927 |
| 46 | 140,7 | 203×2311 | 2974 | 1093 | 1194 | 927 |

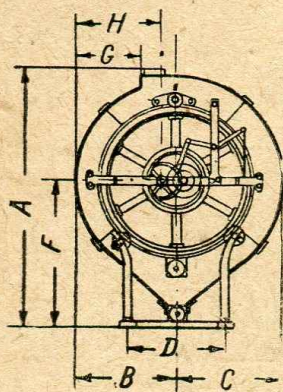
3

1

2



- Примечания. 1. Стрелкой *a* показан
2. Приводной шкив машин
3. Приводной шкив для №
4. Машина может быть
5. Машина может быть



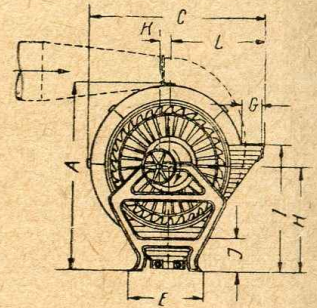
| м е р ы в м.м | | | | | | В е с |
|---------------|------|-----|-----|------|------|-------|
| E | F | G | H | K | M | в кг |
| 1372 | 1347 | 534 | 623 | 864 | 1067 | 590 |
| 1550 | 1347 | 534 | 623 | 1042 | 1275 | 635 |
| 1753 | 1347 | 534 | 623 | 1245 | 1445 | 680 |
| 1932 | 1347 | 534 | 623 | 1423 | 1627 | 703 |
| 2138 | 1347 | 534 | 623 | 1627 | 1830 | 749 |
| 1372 | 1423 | 661 | 743 | 864 | 1067 | 658 |
| 1550 | 1423 | 661 | 743 | 1042 | 1275 | 703 |
| 1753 | 1423 | 661 | 743 | 1245 | 1449 | 794 |
| 1932 | 1423 | 661 | 743 | 1423 | 1627 | 839 |
| 2135 | 1423 | 661 | 743 | 1627 | 1830 | 885 |
| 2313 | 1423 | 661 | 743 | 1804 | 2008 | 930 |
| 2516 | 1423 | 661 | 743 | 2008 | 2211 | 975 |
| 1932 | 1677 | 724 | 883 | 1423 | 1627 | 953 |
| 2135 | 1677 | 724 | 883 | 1627 | 1830 | 998 |
| 2313 | 1677 | 724 | 883 | 1804 | 2008 | 1043 |
| 2516 | 1677 | 724 | 883 | 2008 | 2211 | 1089 |
| 2694 | 1677 | 724 | 883 | 2186 | 2389 | 1134 |
| 2895 | 1677 | 724 | 883 | 2389 | 2592 | 1179 |
| 2516 | 1830 | 839 | 985 | 2008 | 2211 | 1293 |
| 2694 | 1830 | 839 | 985 | 2186 | 2389 | 1361 |
| 2895 | 1830 | 839 | 985 | 2389 | 2592 | 1429 |

отсос воздуха от шнека.

всех размеров имеет 24 об/мин.

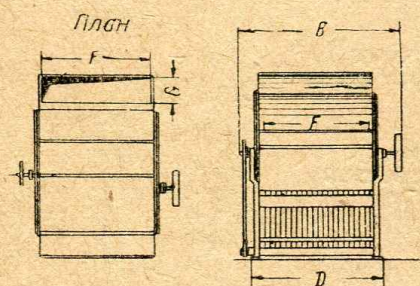
13: 27—457×63 мм, для № 31: 46—457×89 мм.

снабжена контрприводом, шкив которого имеет 100 об/мин. (см. фиг. 1 и 2).
установлена на полу или подвешена к потолку (фиг. 3)



| № машины | Поверхность ткани в м ² | Число рукавов | Р а з м е р ы | | | | | | |
|----------|---------------------------------------|---------------|---------------|------|------|------|------|------|-----|
| | | | A | B | C | D | E | F | См |
| A-5 | 8,8 | 90 | 1549 | 1016 | 1448 | 635 | 864 | 533 | 203 |
| A-6 | 10,6 | 108 | 1549 | 1118 | 1448 | 737 | 864 | 635 | 203 |
| A-7 | 12,6 | 126 | 1549 | 1219 | 1448 | 838 | 864 | 737 | 203 |
| A-8 | 14,5 | 144 | 1549 | 1321 | 1448 | 940 | 864 | 838 | 203 |
| A-9 | 16,3 | 162 | 1549 | 1422 | 1448 | 1041 | 864 | 940 | 203 |
| A-10 | 18,1 | 180 | 1549 | 1534 | 1448 | 1143 | 864 | 1041 | 203 |
| B-6 | 15,3 | 144 | 1803 | 1168 | 1702 | 737 | 965 | 635 | 229 |
| B-7 | 17,8 | 168 | 1803 | 1270 | 1702 | 838 | 965 | 737 | 229 |
| B-8 | 20,4 | 192 | 1803 | 1372 | 1702 | 940 | 965 | 838 | 229 |
| B-9 | 23,0 | 216 | 1803 | 1473 | 1702 | 1041 | 965 | 940 | 229 |
| B-10 | 25,5 | 240 | 1803 | 1575 | 1702 | 1143 | 965 | 1041 | 229 |
| B-12 | 30,7 | 288 | 1803 | 1798 | 1702 | 1346 | 965 | 1245 | 229 |
| B-14 | 35,8 | 336 | 1803 | 1981 | 1702 | 1549 | 965 | 1448 | 229 |
| C-7 | 26,0 | 168 | 2184 | 1270 | 2007 | 838 | 1219 | 737 | 279 |
| C-8 | 29,7 | 192 | 2184 | 1372 | 2007 | 940 | 1219 | 838 | 279 |
| C-10 | 37,2 | 240 | 2184 | 1575 | 2007 | 1143 | 1219 | 1041 | 279 |
| C-12 | 44,6 | 288 | 2184 | 1778 | 2007 | 1346 | 1219 | 1245 | 279 |
| C-14 | 52,0 | 336 | 2184 | 1981 | 2007 | 1549 | 1219 | 1448 | 279 |
| C-16 | 59,4 | 384 | 2184 | 2184 | 2007 | 1753 | 1219 | 1651 | 279 |
| C-18 | 66,9 | 432 | 2184 | 2388 | 2007 | 1956 | 1219 | 1854 | 279 |
| C-20 | 74,3 | 480 | 2184 | 2591 | 2007 | 2159 | 1219 | 2057 | 279 |
| F-8 | 44,6 | 240 | 2515 | 1372 | 2362 | 940 | 1219 | 838 | 279 |
| F-10 | 55,7 | 300 | 2515 | 1575 | 2362 | 1143 | 1219 | 1041 | 279 |
| F-12 | 66,9 | 360 | 2515 | 1778 | 2362 | 1346 | 1219 | 1245 | 279 |
| F-14 | 78,0 | 420 | 2515 | 1981 | 2362 | 1549 | 1219 | 1448 | 279 |
| F-15 | 83,6 | 450 | 2515 | 2083 | 2362 | 1651 | 1219 | 1540 | 279 |
| F-17 | 94,7 | 510 | 2515 | 2134 | 2362 | 1854 | 1219 | 1753 | 279 |
| F-19 | 105,9 | 570 | 2515 | 2489 | 2362 | 2057 | 1219 | 1956 | 279 |
| F-21 | 117,1 | 630 | 2515 | 2692 | 2362 | 2261 | 1219 | 2159 | 279 |
| F-23 | 128,2 | 690 | 2515 | 2896 | 2362 | 2464 | 1219 | 2362 | 279 |
| F-25 | 139,4 | 750 | 2515 | 3099 | 2362 | 2667 | 1219 | 2565 | 279 |

ЧАТЫЙ ФИЛЬТР США)

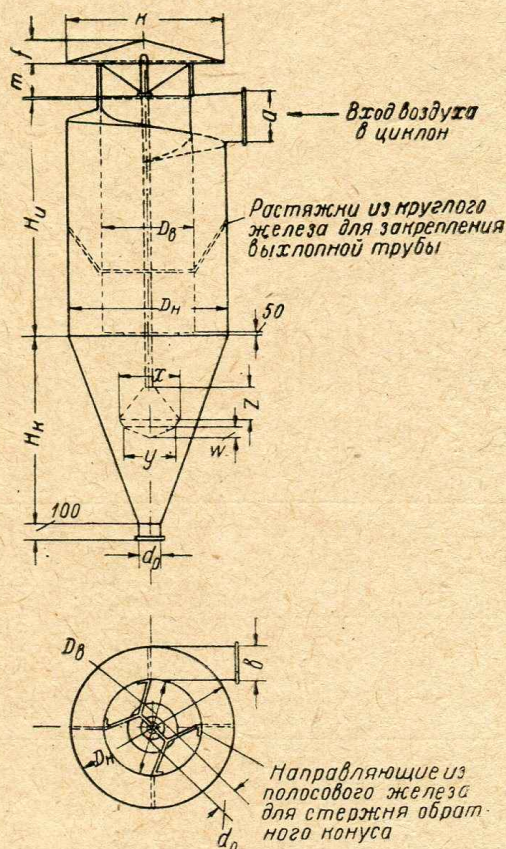


Примечание
 Поверхность одного рунава $A - 0,095 \text{ м}^2$
 $B - 0,140 \text{ м}^2$
 $C - 0,150 \text{ м}^2$
 $F - 0,185 \text{ м}^2$

| В ММ | | | | | Размер приводного шкива в мм | Число об/мин. | Потребная мощность в л. с. | В е с в кг |
|------|------|-----|-----|------|---------------------------------------|---------------|-------------------------------|---------------|
| H | I | J | K | L | | | | |
| 940 | 965 | 279 | 102 | 864 | 406×63 | 40 | 0,2 | 692 |
| 940 | 965 | 279 | 102 | 864 | 406×63 | 40 | 0,2 | 726 |
| 940 | 965 | 279 | 102 | 864 | 406×63 | 40 | 0,2 | 760 |
| 940 | 965 | 279 | 102 | 864 | 406×63 | 40 | 0,2 | 793 |
| 940 | 965 | 279 | 102 | 864 | 406×63 | 40 | 0,2 | 828 |
| 940 | 965 | 279 | 102 | 864 | 406×63 | 40 | 0,2 | 862 |
| 1092 | 1168 | 356 | 114 | 965 | 406×63 | 48 | 0,2 | 998 |
| 1092 | 1168 | 356 | 114 | 965 | 406×63 | 48 | 0,2 | 1050 |
| 1092 | 1168 | 356 | 114 | 965 | 406×63 | 48 | 0,2 | 1103 |
| 1092 | 1168 | 356 | 114 | 965 | 406×63 | 48 | 0,2 | 1154 |
| 1092 | 1168 | 356 | 114 | 965 | 406×63 | 48 | 0,2 | 1206 |
| 1092 | 1168 | 356 | 114 | 965 | 406×63 | 48 | 0,2 | 1277 |
| 1092 | 1168 | 356 | 114 | 965 | 406×63 | 48 | 0,2 | 1347 |
| 1346 | 1473 | 483 | 114 | 1143 | 457×76 | 31 | 0,3 | 1415 |
| 1346 | 1473 | 483 | 114 | 1143 | 457×76 | 31 | 0,3 | 1510 |
| 1346 | 1473 | 483 | 114 | 1143 | 457×76 | 31 | 0,3 | 1633 |
| 1346 | 1473 | 483 | 114 | 1143 | 457×76 | 31 | 0,3 | 1755 |
| 1346 | 1473 | 483 | 114 | 1143 | 457×76 | 31 | 0,3 | 1877 |
| 1346 | 1473 | 483 | 114 | 1143 | 457×76 | 31 | 0,3 | 2000 |
| 1346 | 1473 | 483 | 114 | 1143 | 457×76 | 31 | 0,3 | 2123 |
| 1524 | 1549 | 483 | 102 | 1346 | 457×76 | 31 | 0,3 | 2250 |
| 1524 | 1549 | 483 | 102 | 1346 | 457×76 | 31 | 0,4 | 1737 |
| 1524 | 1549 | 483 | 102 | 1346 | 457×76 | 31 | 0,4 | 1894 |
| 1524 | 1549 | 483 | 102 | 1346 | 457×76 | 31 | 0,4 | 2051 |
| 1524 | 1549 | 483 | 102 | 1346 | 457×76 | 31 | 0,4 | 2162 |
| 1524 | 1549 | 483 | 102 | 1346 | 457×76 | 31 | 0,4 | 2284 |
| 1524 | 1549 | 483 | 102 | 1346 | 457×76 | 31 | 0,4 | 2440 |
| 1524 | 1549 | 483 | 102 | 1346 | 457×76 | 31 | 0,4 | 2596 |
| 1524 | 1549 | 483 | 102 | 1346 | 457×76 | 31 | 0,4 | 2753 |
| 1524 | 1549 | 483 | 102 | 1346 | 457×76 | 31 | 0,4 | 2909 |
| 1524 | 1549 | 483 | 102 | 1346 | 457×76 | 31 | 0,4 | 3066 |

ЦИКЛОН ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО ТИПА

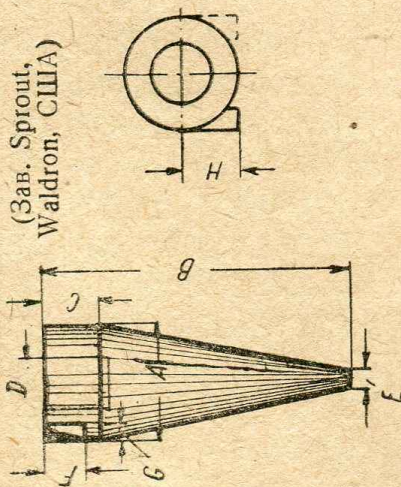
(Ленинградский институт охраны и организации труда — ЛИООТ)



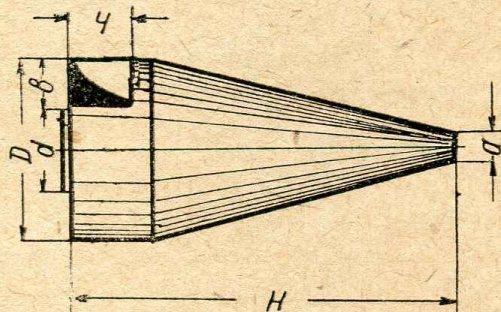
| № | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
|---|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| Производит. м ³ /час . . . | 1500 | 3000 | 4500 | 6000 | 7500 | 8500 | 10 000 | 12 500 | 15 000 | 17 500 |
| Площадь вход- ного отвер- стия в м ² . . | 0,0231 | 0,0462 | 0,0694 | 0,0922 | 0,1156 | 0,1310 | 0,1542 | 0,1930 | 0,2314 | 0,2704 |
| a | 201 | 280 | 350 | 400 | 455 | 480 | 525 | 585 | 630 | 675 |
| b | 115 | 160 | 200 | 230 | 260 | 275 | 300 | 335 | 360 | 385 |
| D _δ | 325 | 460 | 565 | 650 | 730 | 775 | 840 | 940 | 1040 | 1110 |
| D _n | 550 | 790 | 970 | 1120 | 1250 | 1330 | 1450 | 1620 | 1760 | 1880 |
| H _u | 845 | 1175 | 1470 | 1680 | 1910 | 2010 | 2210 | 2460 | 2650 | 2830 |
| H _κ | 605 | 940 | 1100 | 1330 | 1490 | 1580 | 1720 | 1925 | 2100 | 2250 |
| d ₀ | 70 | 100 | 125 | 145 | 165 | 175 | 190 | 215 | 230 | 245 |
| k | 550 | 790 | 970 | 1170 | 1250 | 1330 | 1450 | 1620 | 1760 | 1880 |
| f | 70 | 100 | 125 | 145 | 165 | 175 | 190 | 215 | 230 | 245 |
| m | 115 | 160 | 200 | 230 | 270 | 275 | 300 | 335 | 365 | 385 |
| x | 220 | 320 | 390 | 450 | 500 | 530 | 580 | 650 | 700 | 750 |
| z | 110 | 160 | 195 | 225 | 250 | 265 | 290 | 325 | 350 | 375 |
| y | 200 | 290 | 350 | 405 | 450 | 480 | 520 | 585 | 630 | 675 |
| w | 30 | 43 | 52 | 60 | 67 | 71 | 77 | 87 | 95 | 100 |

ЦИКЛОНЫ КОНИЧЕСКОГО ТИПА С БОЛЬШИМ ОТНОШЕНИЕМ ВЫСОТЫ К ДИАМЕТРУ

(Зав. Sprout,
Waldron, США)



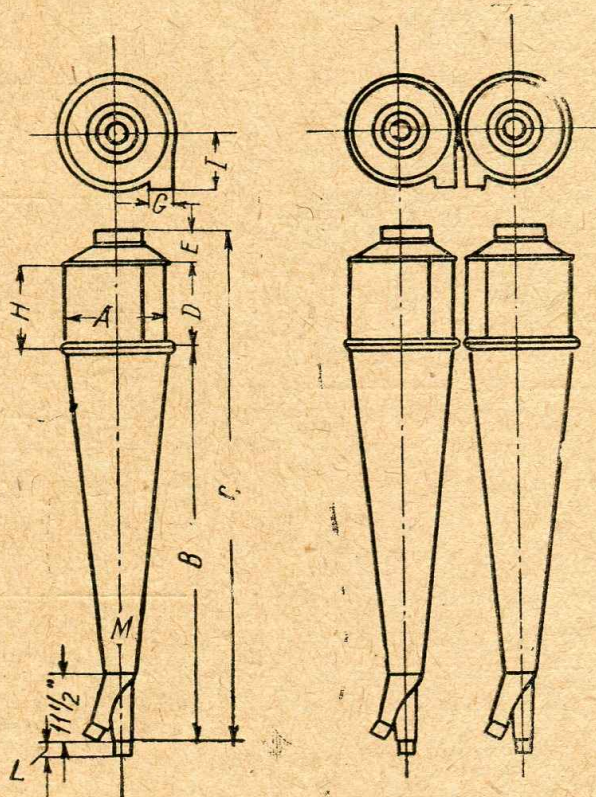
(Зав. Wolf, США)



| № по пор. | Размеры в мм | | | | | | Диаметр присоединяемой трубы | | |
|-----------|--------------|------|-----|-----|-----|-----|------------------------------|-----|-----|
| | A | B | C | D | E | F | | G | H |
| 1 | 600 | 1737 | 312 | 300 | 100 | 229 | 100 | 300 | 175 |
| 2 | 600 | 1737 | 312 | 300 | 100 | 262 | 118 | 300 | 175 |
| 3 | 650 | 1881 | 318 | 325 | 100 | 262 | 118 | 325 | 187 |
| 4 | 650 | 1881 | 318 | 325 | 100 | 268 | 125 | 325 | 187 |
| 5 | 700 | 2043 | 350 | 350 | 100 | 268 | 125 | 350 | 200 |
| 6 | 700 | 2043 | 350 | 350 | 100 | 300 | 137 | 350 | 200 |
| 7 | 750 | 2225 | 368 | 375 | 100 | 300 | 137 | 375 | 225 |
| 8 | 750 | 2225 | 368 | 375 | 100 | 318 | 143 | 375 | 225 |
| 9 | 800 | 2400 | 412 | 400 | 100 | 318 | 143 | 400 | 225 |
| 10 | 800 | 2400 | 412 | 400 | 100 | 356 | 156 | 400 | 225 |
| 11 | 850 | 2550 | 425 | 425 | 100 | 356 | 156 | 425 | 250 |
| 12 | 850 | 2550 | 425 | 425 | 100 | 375 | 168 | 425 | 250 |
| 13 | 900 | 2725 | 443 | 450 | 100 | 375 | 168 | 450 | 250 |
| 14 | 900 | 2725 | 443 | 450 | 100 | 395 | 175 | 450 | 250 |
| 15 | 950 | 3037 | 550 | 475 | 100 | 412 | 156 | 475 | 255 |
| 16 | 1000 | 3212 | 575 | 500 | 100 | 431 | 168 | 500 | 287 |
| 17 | 1050 | 3375 | 600 | 525 | 100 | 456 | 175 | 525 | 300 |
| 18 | 1100 | 3556 | 625 | 550 | 100 | 475 | 181 | 550 | 325 |
| 19 | 1150 | 3931 | 700 | 600 | 100 | 525 | 200 | 600 | 350 |

| № циклонов | Отношение высоты к диаметру | Размеры в мм | | | | | |
|------------|-----------------------------------|--------------|------|-----|-----|-----|-----|
| | | D | H | a | b | d | h |
| 0 | 3,66 | 610 | 2235 | 95 | 127 | 304 | 254 |
| 1 | 3,70 | 660 | 2438 | 101 | 139 | 330 | 279 |
| 2 | 3,60 | 736 | 2641 | 107 | 152 | 355 | 304 |
| 3 | 3,44 | 812 | 2794 | 114 | 165 | 381 | 330 |
| 4 | 3,38 | 890 | 2997 | 127 | 177 | 431 | 381 |
| 5 | 3,30 | 965 | 3173 | 139 | 190 | 482 | 406 |
| 6 | 3,14 | 1066 | 3350 | 152 | 203 | 533 | 431 |
| 7 | 3,08 | 1168 | 3606 | 165 | 228 | 584 | 457 |
| 8 | 3,14 | 1270 | 3962 | 177 | 254 | 635 | 508 |

ЦИКЛОНЫ КОНИЧЕСКОГО ТИПА
(Зав. Nordyke & Macmon, США)



| Размер | 21 | 24 | 27 | 30 | 33 | 36 | 39 | 42 | 45 | 48 | 51 | 54 | 57 | 60 |
|-------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| A | 525 | 600 | 675 | 750 | 825 | 900 | 975 | 1050 | 1125 | 1200 | 1275 | 1350 | 1425 | 1500 |
| B | 1850 | 2025 | 2200 | 2375 | 2550 | 2725 | 2900 | 3075 | 3250 | 3425 | 3600 | 3725 | 3950 | 4175 |
| C | 2445 | 2570 | 2770 | 2995 | 3195 | 3420 | 3620 | 3420 | 4020 | 4220 | 4420 | 4620 | 4820 | 5070 |
| D | 400 | 425 | 450 | 475 | 500 | 526 | 550 | 575 | 600 | 625 | 650 | 675 | 700 | 725 |
| E | 95 | 120 | 120 | 145 | 145 | 170 | 170 | 170 | 170 | 170 | 170 | 170 | 170 | 170 |
| F | 265 | 300 | 340 | 375 | 415 | 450 | 485 | 525 | 565 | 600 | 640 | 675 | 715 | 750 |
| G | 115 | 125 | 140 | 150 | 165 | 175 | 200 | 225 | 250 | 275 | 300 | 325 | 350 | 375 |
| H | 375 | 400 | 425 | 450 | 475 | 500 | 525 | 550 | 575 | 600 | 625 | 650 | 675 | 700 |
| I | 240 | 275 | 315 | 340 | 375 | 400 | 450 | 485 | 525 | 550 | 600 | 625 | 660 | 700 |
| K | 90 | 90 | 100 | 115 | 115 | 115 | 115 | 125 | 125 | 125 | 125 | 125 | 125 | 125 |
| L (макс.) . | 575 | 575 | 800 | 800 | 950 | 950 | 950 | 950 | 950 | 950 | 950 | 950 | 950 | 950 |
| M | 150 | 150 | 200 | 200 | 200 | 200 | 200 | 200 | 200 | 200 | 200 | 200 | 200 | 200 |
| Вход в м ² . | 0,042 | 0,050 | 0,058 | 0,068 | 0,079 | 0,088 | 0,100 | 0,120 | 0,140 | 0,175 | 0,190 | 0,210 | 0,235 | 0,260 |

Примечание. Ввод воздуха может быть правым и левым.

Пояснения к характеристикам и установочным чертежам вентиляторов

На таблицах от XX до LVIII приведены характеристики и установочные чертежи следующих, наиболее часто применяемых на мельницах и элеваторах, серий и номеров центробежных вентиляторов:

1. Пылевые вентиляторы типа ЦАГИ № 2, 3, 4, 5, 6½ и 8.
2. Вентиляторы среднего давления (по чертежам завода „Красная Пресня“): № 2, 3, 4 и 5.
3. Вентиляторы низкого давления завода „Вентилятор“: № 2, 3, 4, 5, 6½, 8.
4. Пылевые вентиляторы Опытного завода им. Ярославского: № 6, 8, 10, 12, 14, 16, 20, 24, 28.
5. Вентиляторы типа „Зекк“ завода им. Воробьева (Главпродмашина) № 3, 4, 5.

Все характеристики составлены по полным напорам на основе испытаний, произведенных в вентиляторной лаборатории ЦАГИ¹. Полные к. п. д., данные на этих характеристиках, не включают потерь в подшипниках.

После каждой серии характеристик приведены установочные чертежи и размеры вентиляторов этой серии. Для первых двух серий установочные чертежи и размеры — общие.

Основными производителями центробежных вентиляторов являются следующие заводы:

1. Завод „Вентилятор“ (Москва, М. Тульская, 25) производит вентиляторы низкого, среднего давления и пылевые № 2, 3, 4, 5, 6½ и 8.

2. Завод „Сирокко“ (Москва, Садовники, 61) серийно изготавливает вентиляторы низкого и среднего давления по чертежам завода „Красная Пресня“ № 2, 3, 4, 5, 6½, 8, 9½, 11, 12½, 14, 15½, 17, 18½ и 20.

3. Опытный завод им. Ярославского (Москва, Шербаковская, 53) выпускает вентиляторы низкого давления и пылевые. Завод строит следующие номера пылевых вентиляторов: 6, 8, 10, 12, 14, 16, 20, 24 и 28 (каждой единице номера соответствует один вершок диаметра колеса).

4. Завод „Спартак“ (Люберцы, Трудкоммуна № 2 НКВД) строит вентиляторы низкого давления по чертежам завода „Красная Пресня“ № 3, 4, 5.

5. Завод „Красное Знамя“ (Ростов-на-Дону, Пролетарский район, 19 линия) строит вентиляторы низкого и среднего давления № 6½, 8, 9½, 11, 12½, 14, 15½, 17, 18½ и 20 по чертежам завода „Красная Пресня“.

6. Завод Главпродмашина им. Воробьева (Горький, Канавино) строит вентиляторы типа „Зекк“ № 3, 4, 5 и 6.

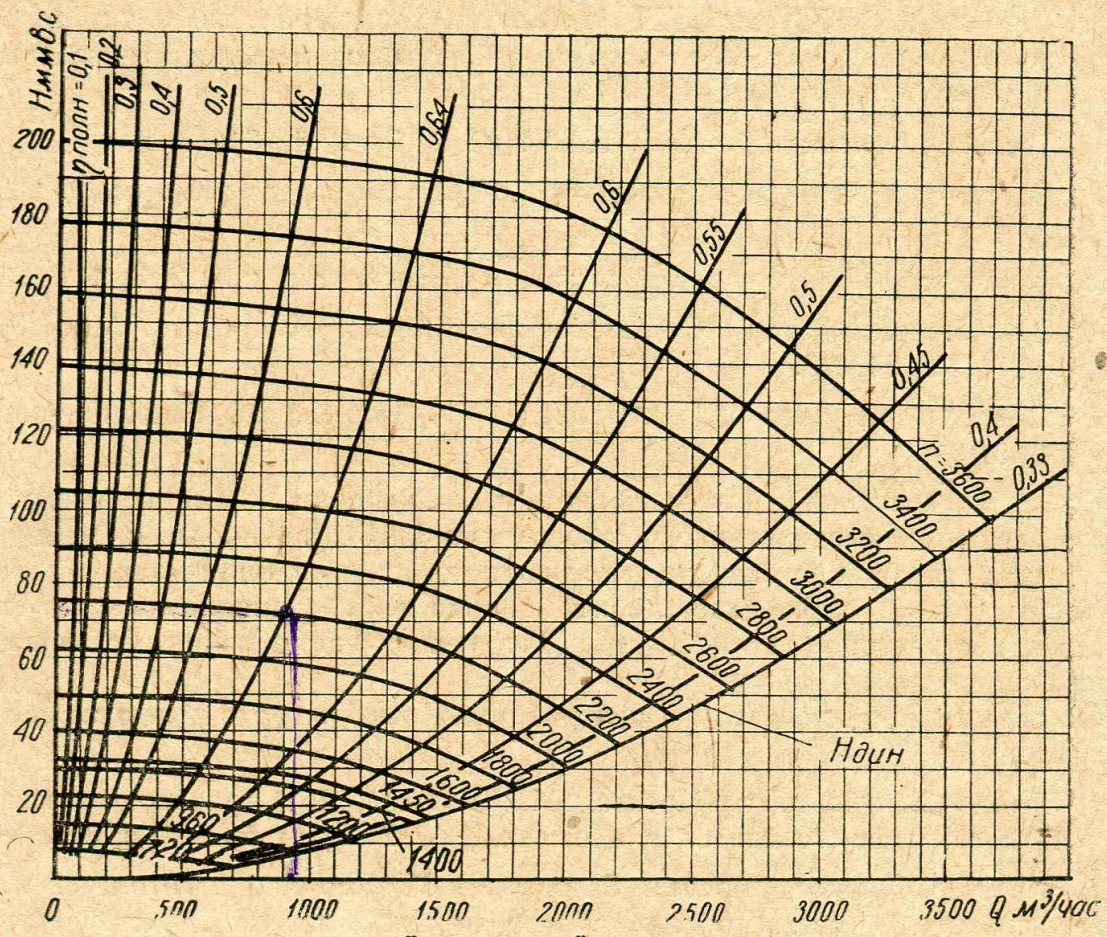
Для осевых вентиляторов из имеющихся пяти промышленных серий приведены характеристики и основные серии четырехлопастных вентиляторов (серия № 4). Вентиляторы эти строятся, главным образом, заводом Электрометпрома (Москва, Лужниковская, 8).

Сведения об осевых и центробежных вентиляторах других серий и номеров можно получить из указанного ранее справочника-каталога ЦАГИ.

¹ Характеристики первых четырех серий даны по справочнику-каталогу, изданному ЦАГИ (Технические заметки ЦАГИ № 86, составитель справочника-каталога инж. М. П. Калинушкин). Характеристики вентиляторов Главпродмашины составлены нами по данным, приведенным в вып. 172 „Трудов ЦАГИ“.

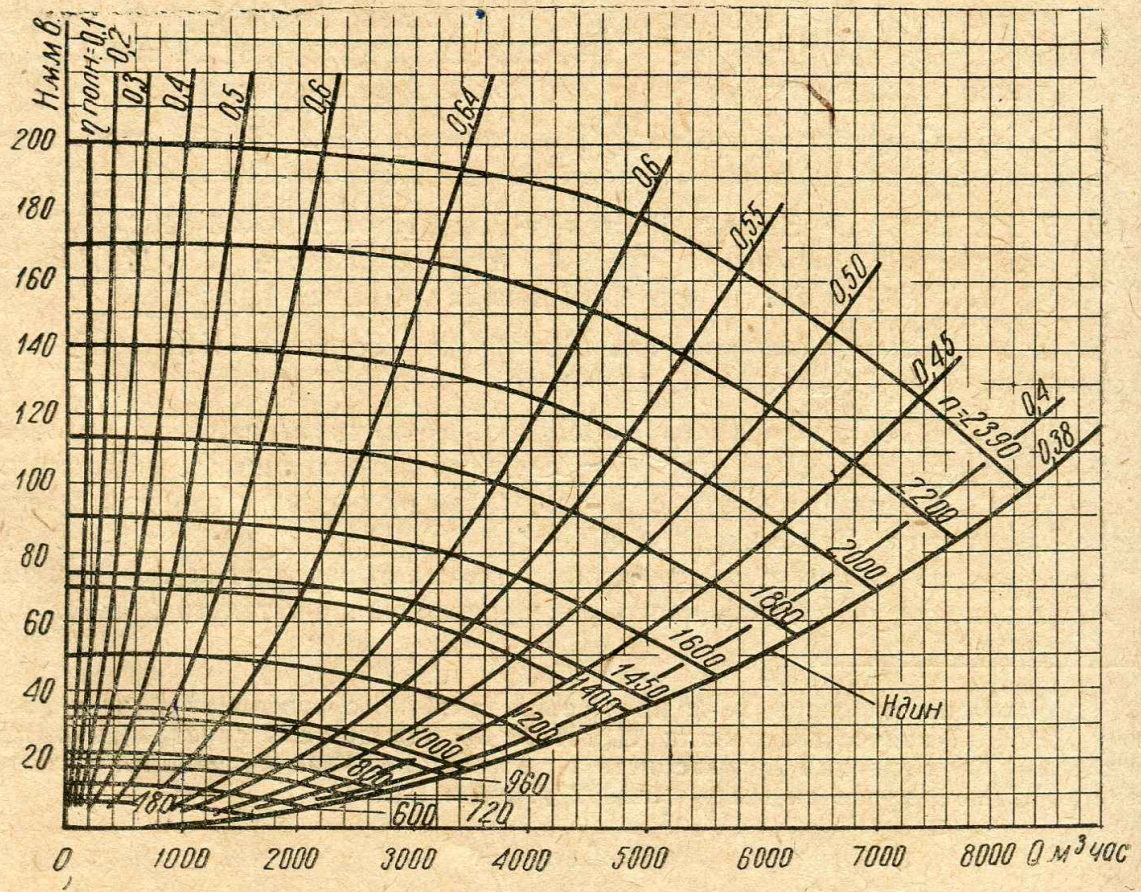
ЦЕНТРОБЕЖНЫЙ ПЫЛЕВОЙ ВЕНТИЛЯТОР № 2 ЦАГИ

(Колесо 265 мм, вход 180 мм, выход 160 × 160 мм²)

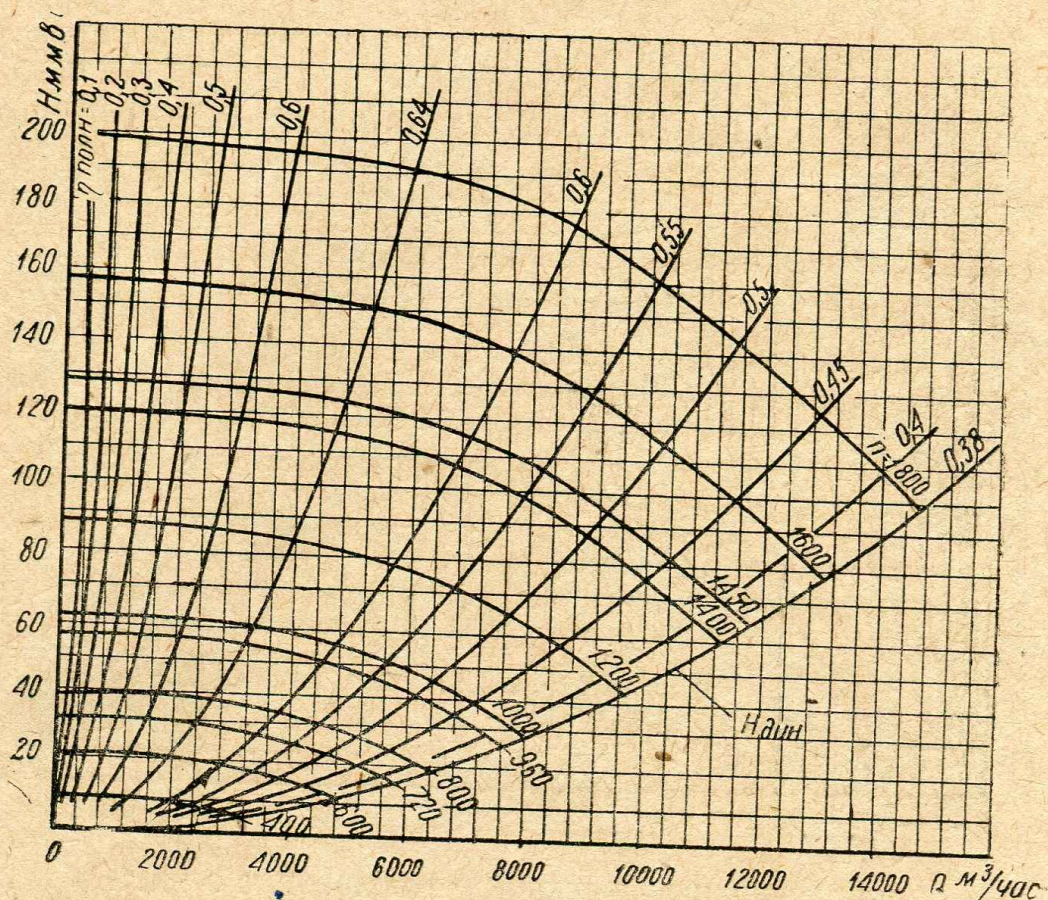


ЦЕНТРОБЕЖНЫЙ ПЫЛЕВОЙ ВЕНТИЛЯТОР № 3 ЦАГИ

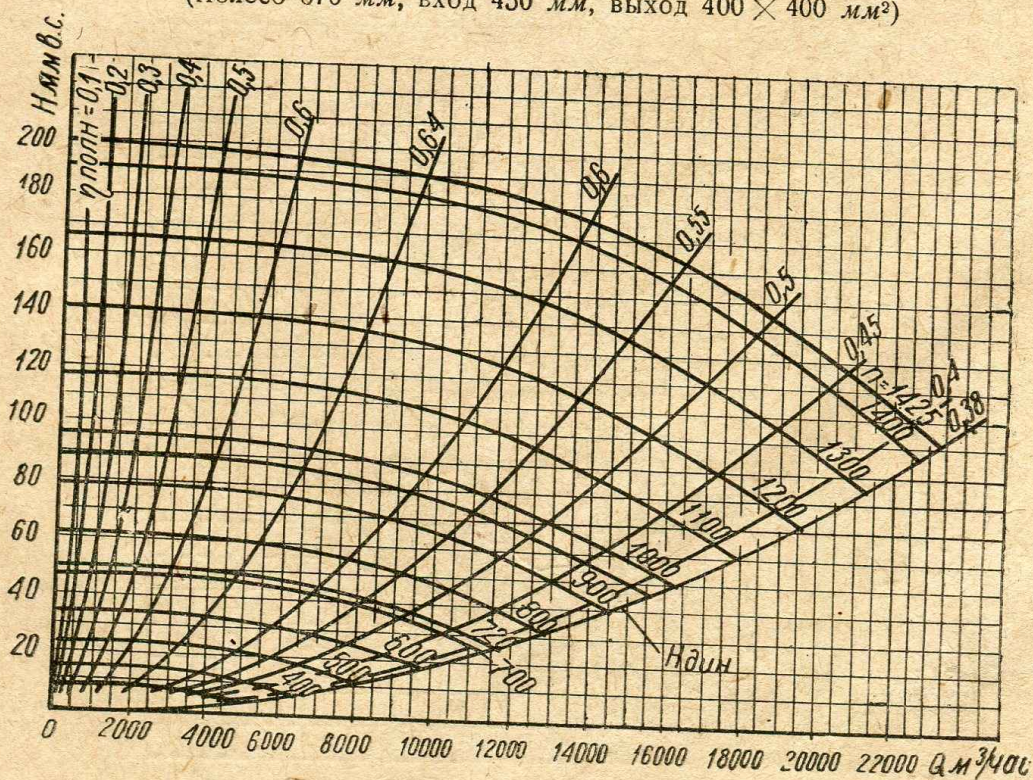
(Колесо 400 мм, вход 270 мм, выход 240 × 240 мм²)



ЦЕНТРОБЕЖНЫЙ ПЫЛЕВОЙ ВЕНТИЛЯТОР № 4 ЦАГИ
(Колесо 530 мм, вход 360 мм, выход 320 × 320 мм²)

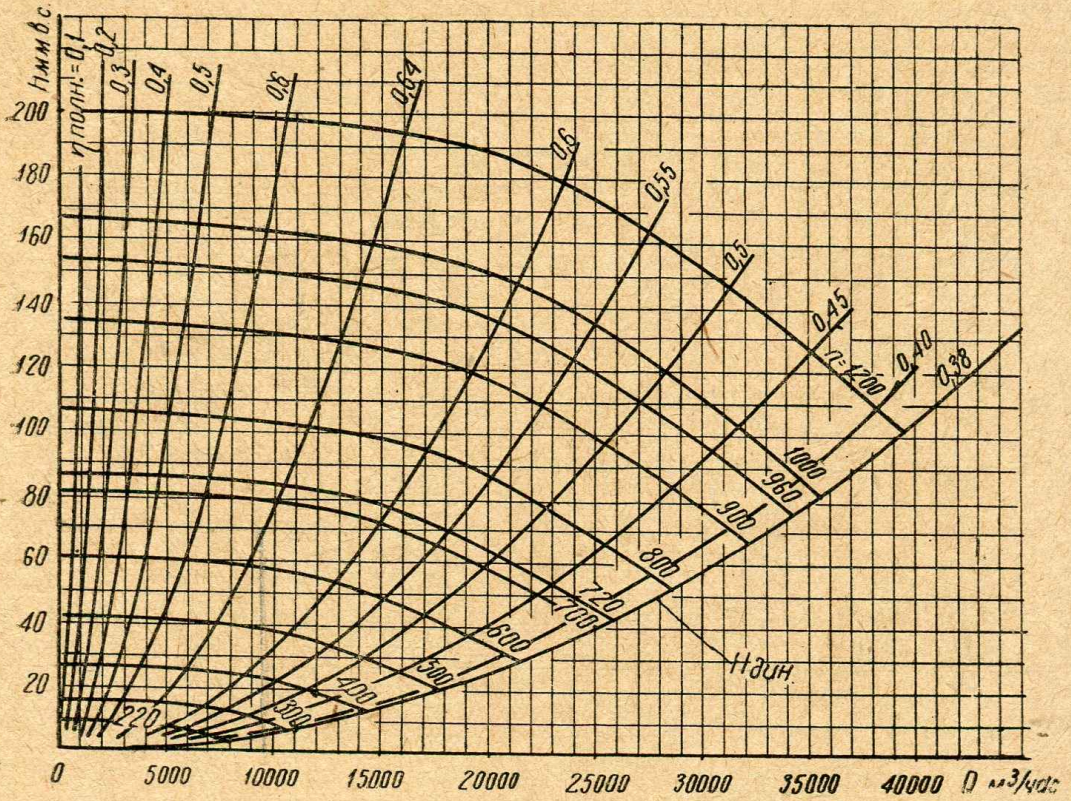


ЦЕНТРОБЕЖНЫЙ ПЫЛЕВОЙ ВЕНТИЛЯТОР № 5 ЦАГИ
(Колесо 670 мм, вход 450 мм, выход 400 × 400 мм²)



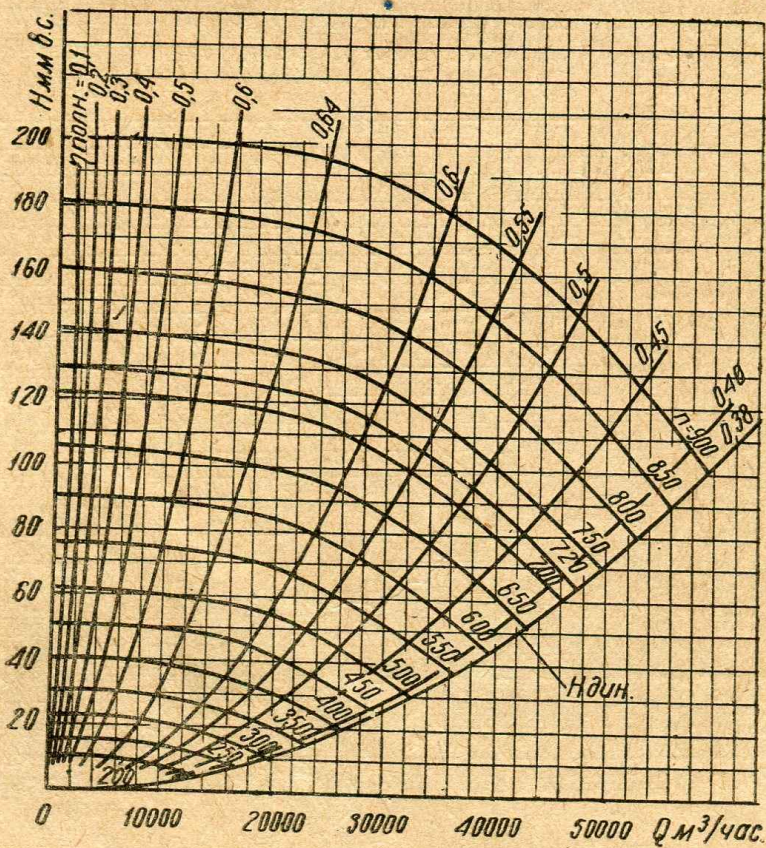
ЦЕНТРОБЕЖНЫЙ ПЫЛЕВОЙ ВЕНТИЛЯТОР № 6½ ЦАГИ

(Колесо 870 мм, вход 585 мм, выход 520 × 520 мм²)

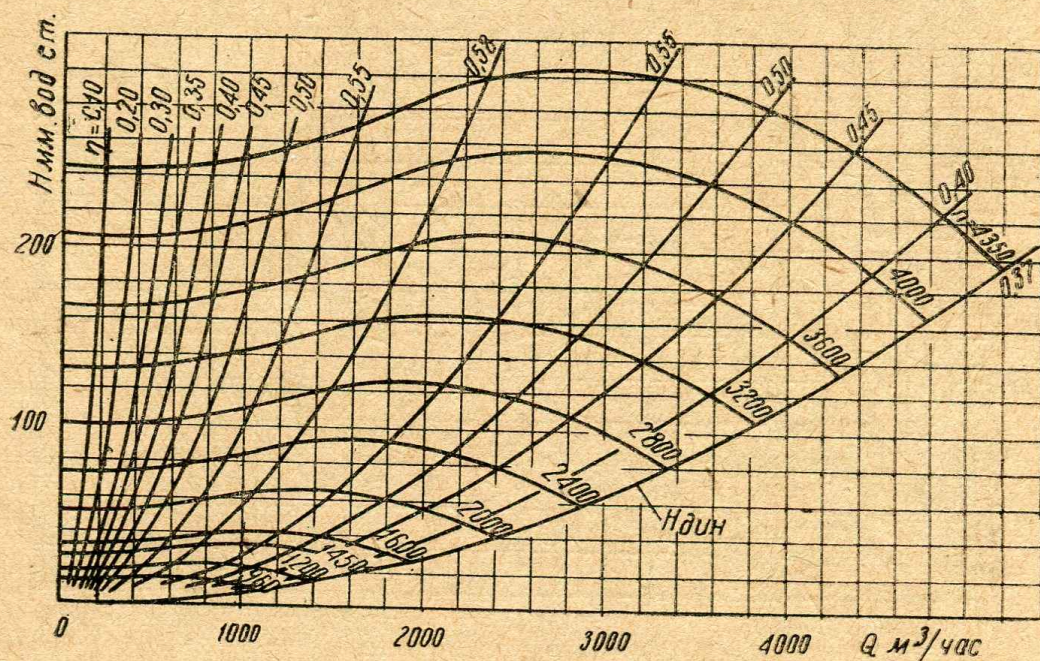


ЦЕНТРОБЕЖНЫЙ ПЫЛЕВОЙ ВЕНТИЛЯТОР № 8 ЦАГИ

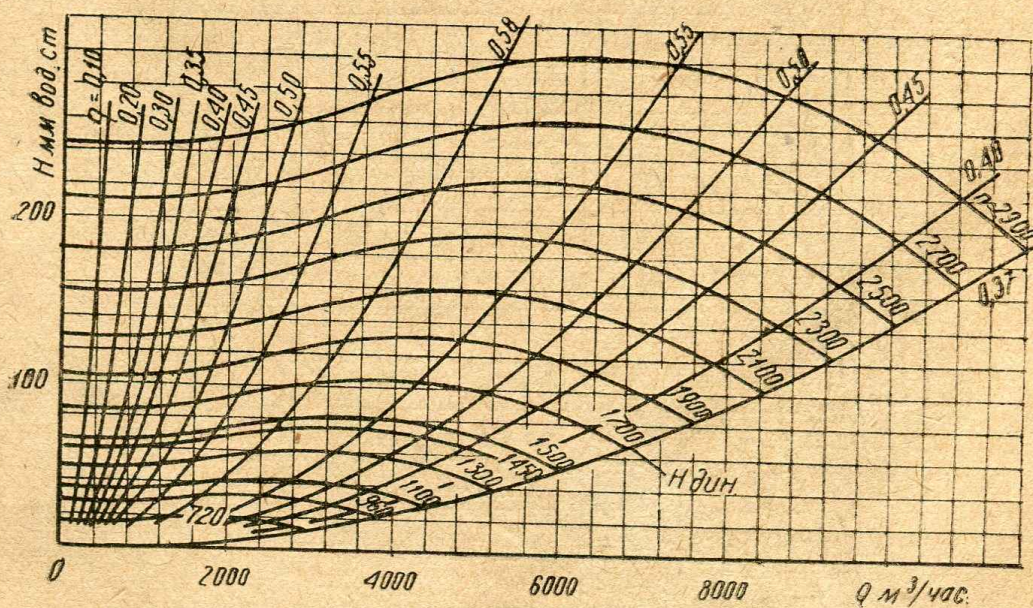
(Колесо 1070 мм, вход 720 мм, выход 640 × 640 мм²)



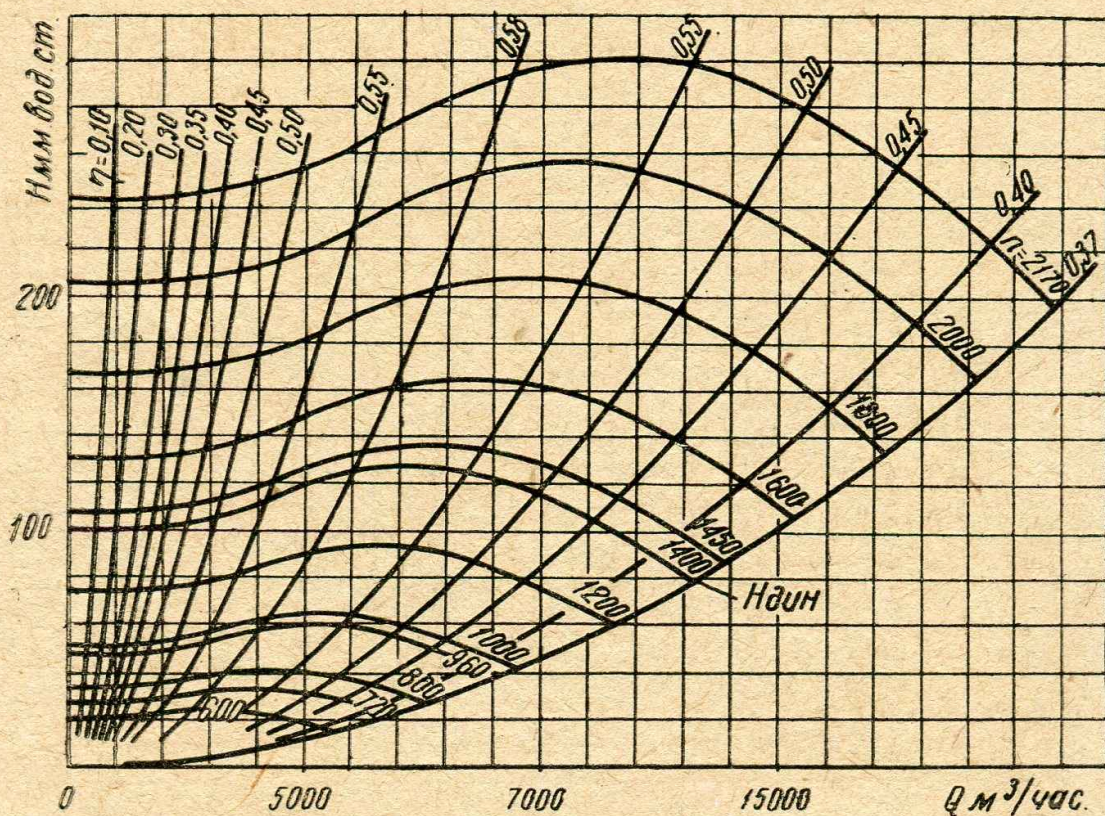
ЦЕНТРОБЕЖНЫЙ ВЕНТИЛЯТОР СРЕДНЕГО ДАВЛЕНИЯ № 2

(Колесо 220 мм, вход 180 мм, выход 160×160 мм²)

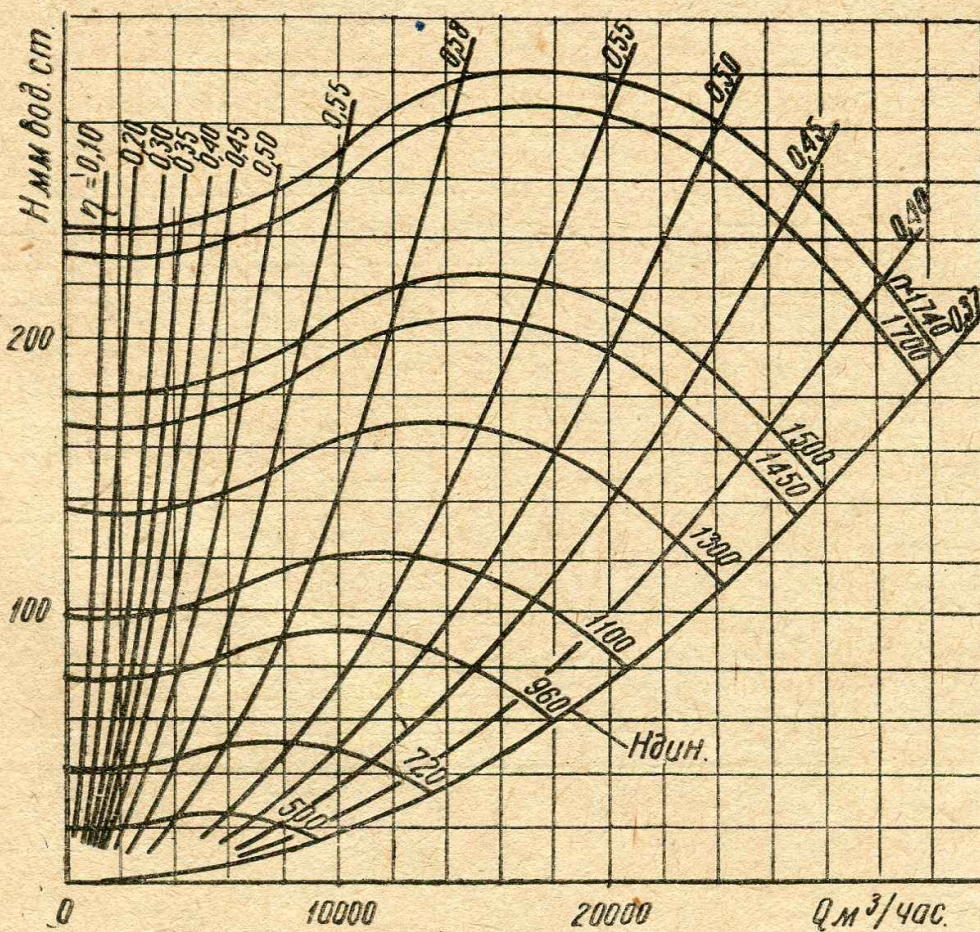
ЦЕНТРОБЕЖНЫЙ ВЕНТИЛЯТОР СРЕДНЕГО ДАВЛЕНИЯ № 3

(Колесо 330 мм, вход 270 мм, выход 240×240 мм²)

ЦЕНТРОБЕЖНЫЙ ВЕНТИЛЯТОР СРЕДНЕГО ДАВЛЕНИЯ № 4

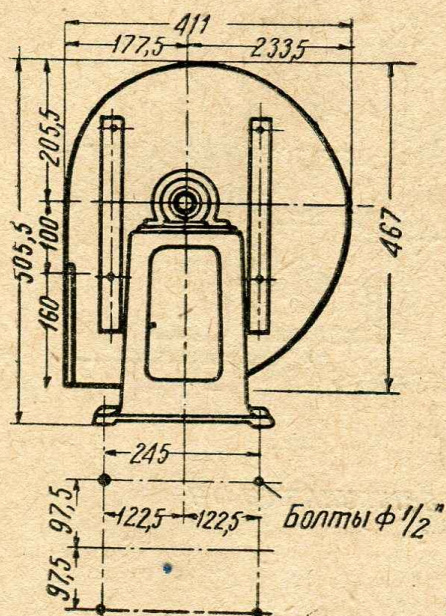
(Колесо 440 мм, вход 360 мм, выход 320×320 мм²)

ЦЕНТРОБЕЖНЫЙ ВЕНТИЛЯТОР СРЕДНЕГО ДАВЛЕНИЯ № 5

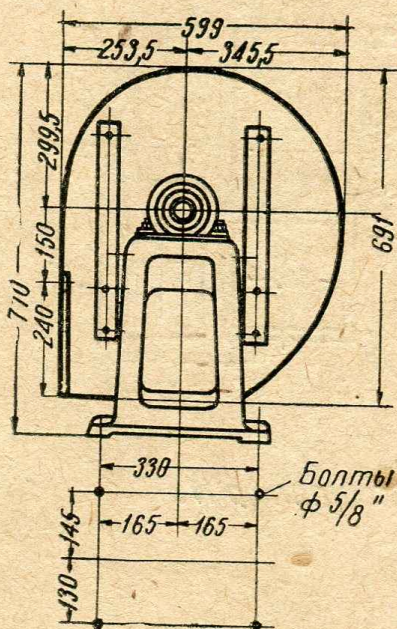
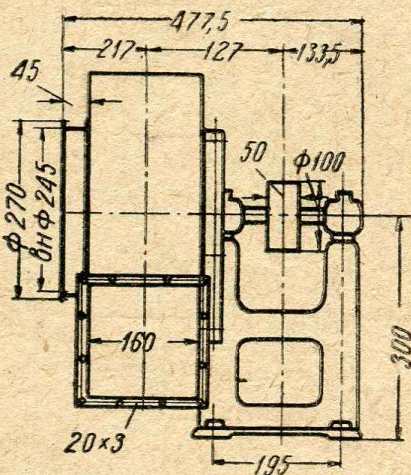
(Колесо 550 мм, вход 450 мм, выход 400×400 мм²)

УСТАНОВОЧНЫЕ ЧЕРТЕЖИ И ОСНОВНЫЕ РАЗМЕРЫ СЕРИЙ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ
ПЫЛЕВЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ ЦАГИ И ВЕНТИЛЯТОРОВ ПО ЧЕРТЕЖАМ ЗАВОДА
„КРАСНАЯ ПРЕСНЯ“

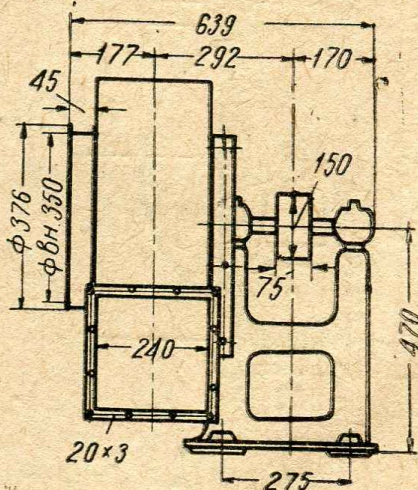
Таблица XXX

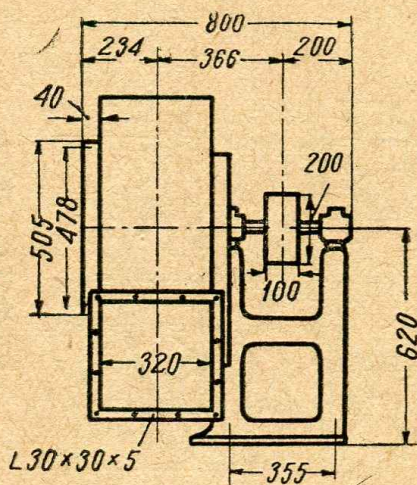
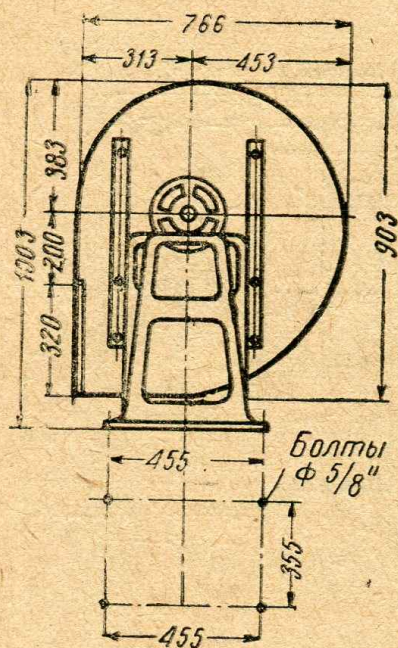


Вентилятор №2

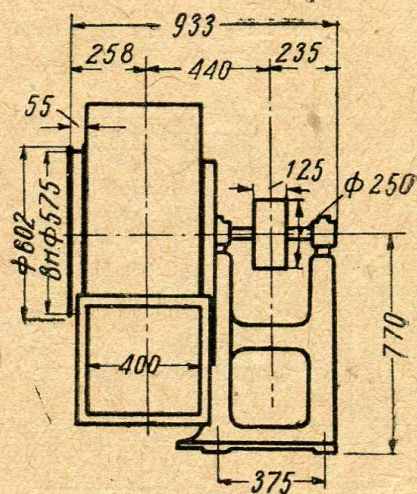
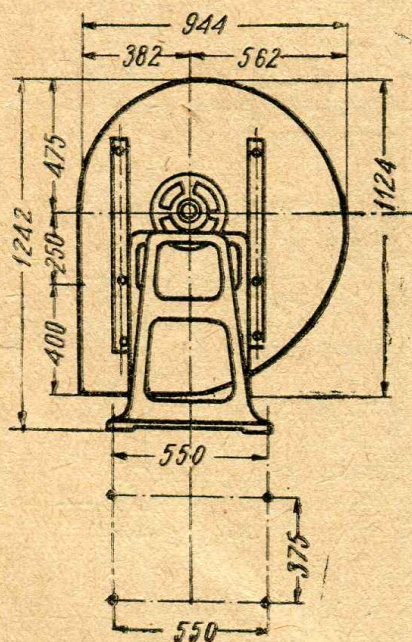


Вентилятор №3

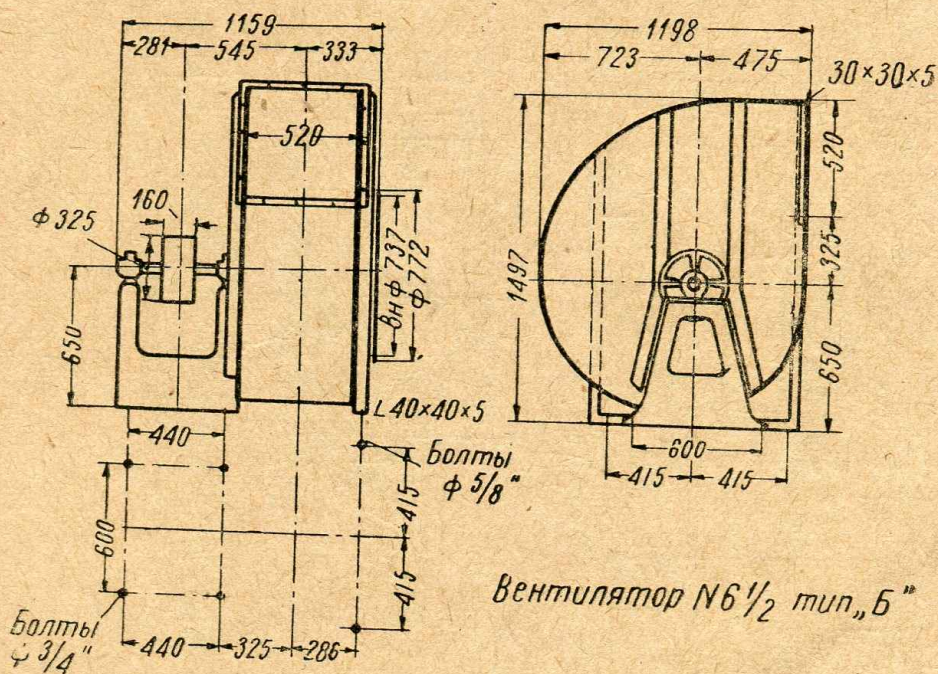
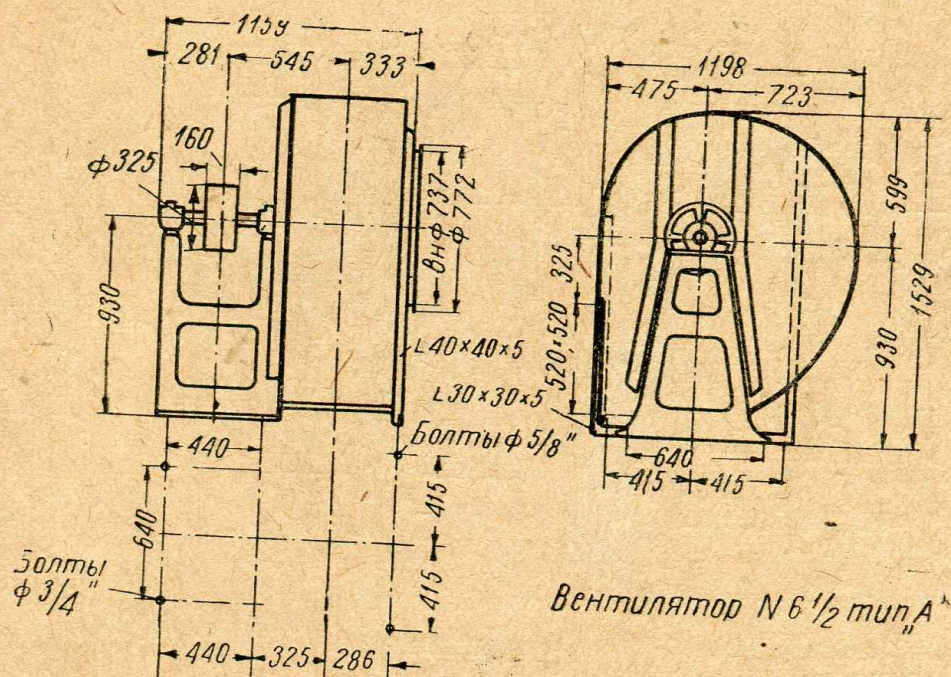


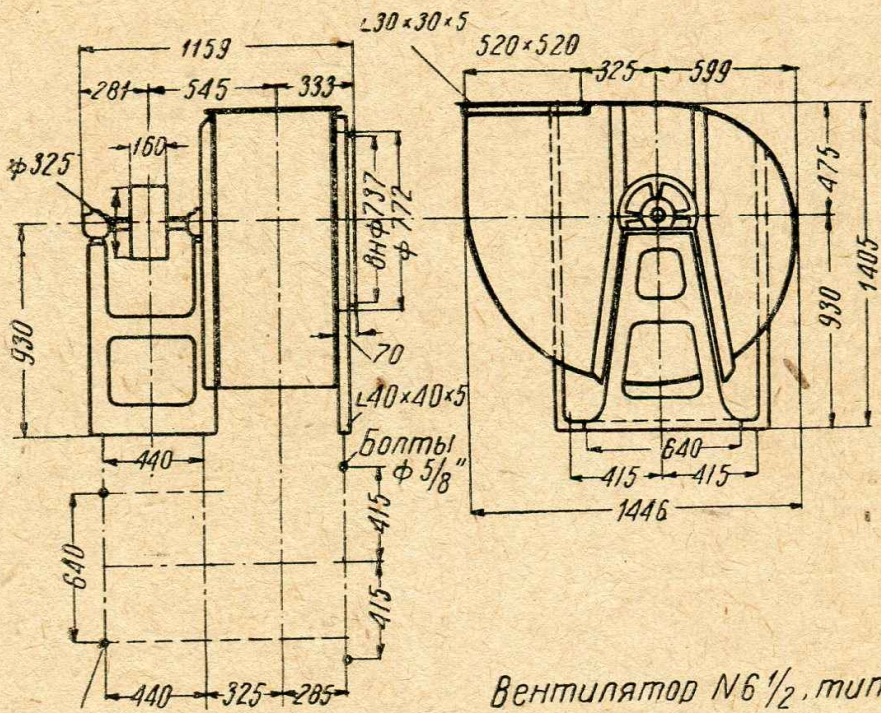


Вентилятор №4

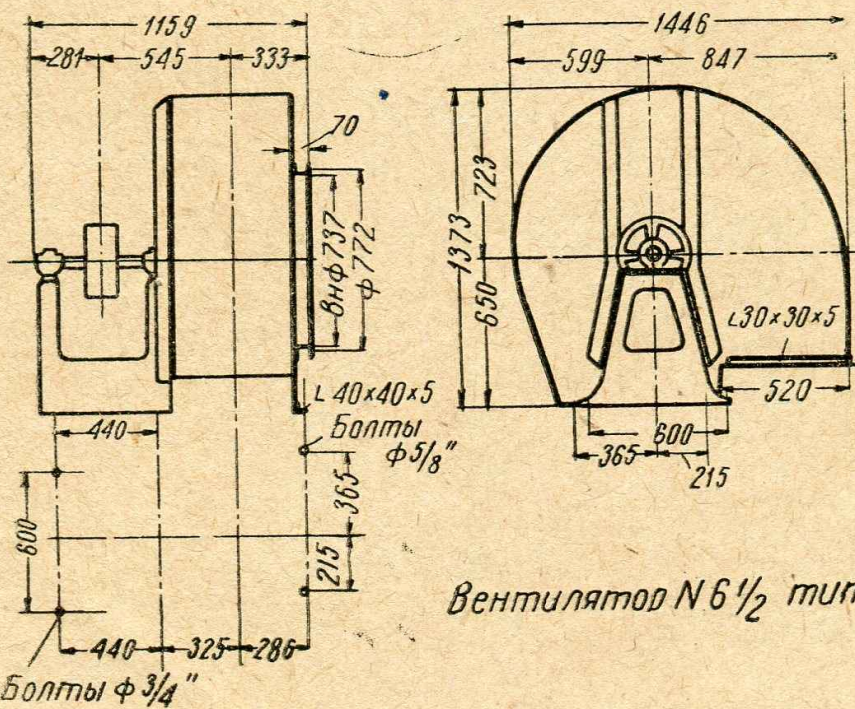


Вентилятор №5

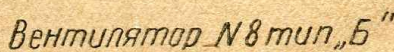
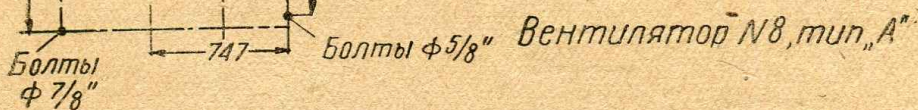


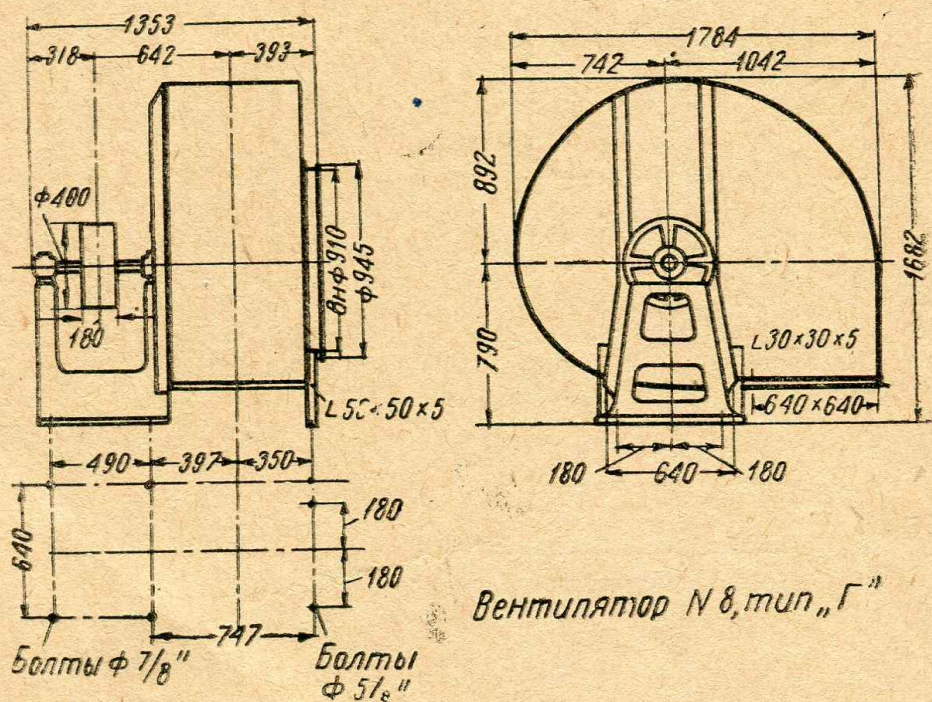
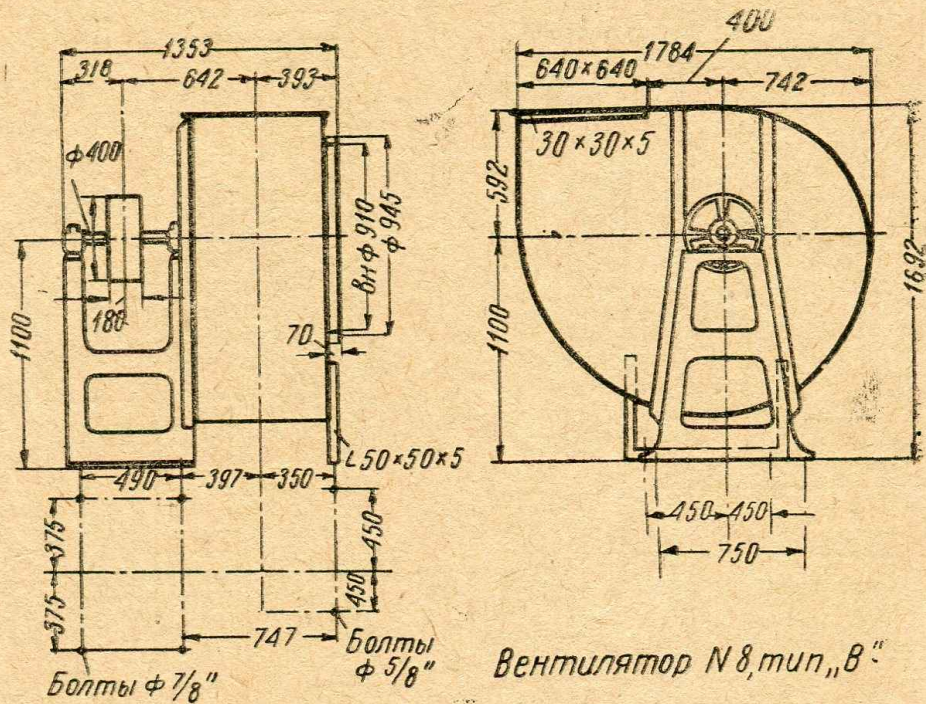


Вентилятор N 6 1/2, тип "В"



Вентилятор N 6 1/2, тип "Г"



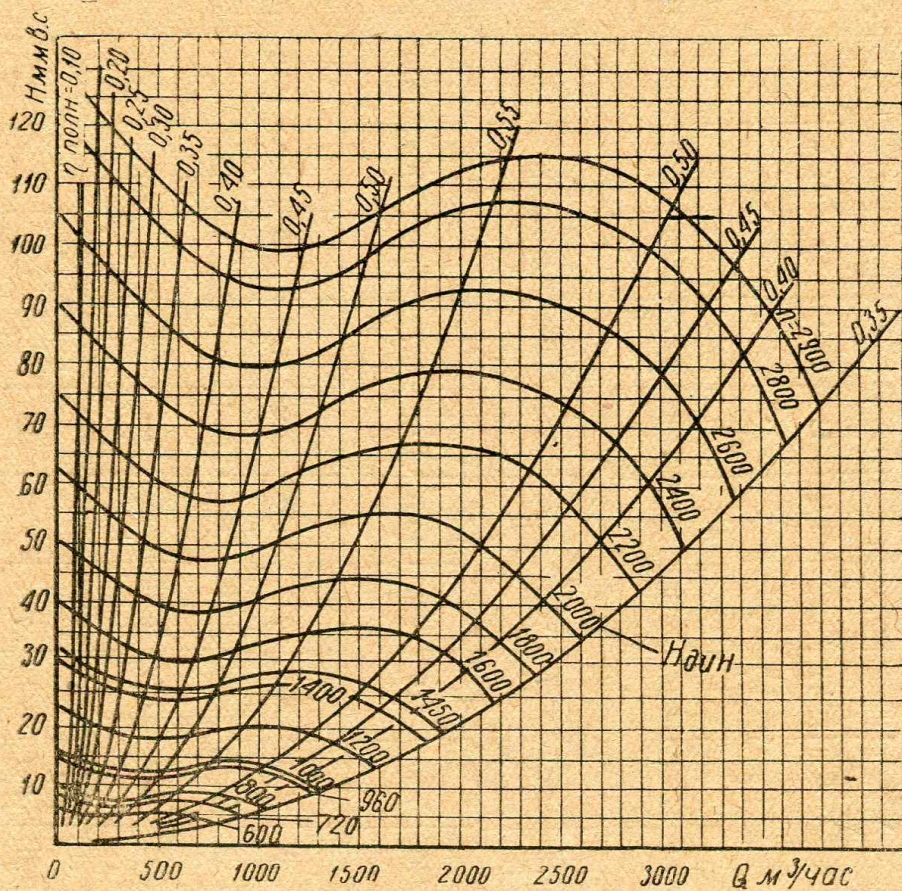


РАЗМЕРЫ КОЛЕС И ВХОДНЫХ ОТВЕРСТИЙ СЕРИЙ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ
ПО ЧЕРТЕЖАМ ЗАВОДА „КРАСНАЯ ПРЕСНЯ“ И ЦАГИ

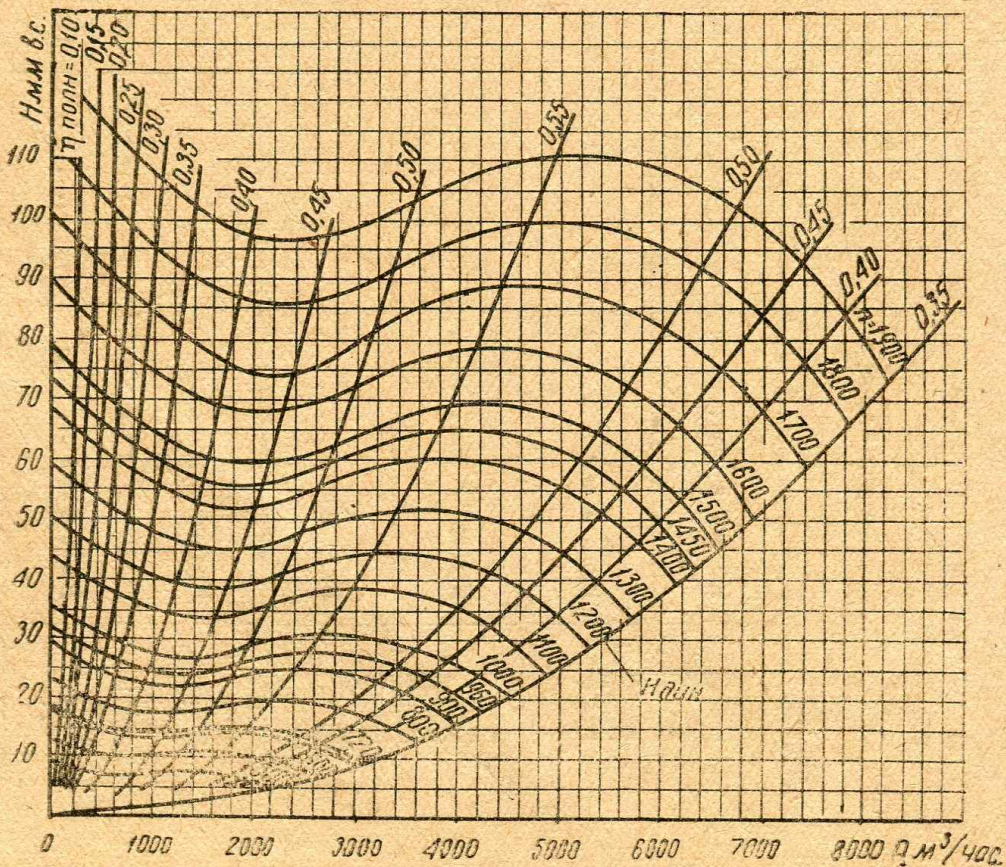
| № вентилятора | | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 1/2 | 8 | 9 1/2 | 11 | 12 1/2 | 14 | 15 1/2 | 17 | 18 1/2 | 20 |
|-------------------------|-----------------------|-----|-----|-----|-----|-------|------|-------|------|--------|------|--------|------|--------|------|
| Серия низкого давления | Колесо в мм | 200 | 300 | 400 | 500 | 650 | 800 | 950 | 1100 | 1250 | 1400 | 1550 | 1700 | 1800 | 2000 |
| | Вход в мм | 245 | 350 | 478 | 575 | 737 | 910 | 1075 | 1232 | 1412 | 1580 | 1700 | 1806 | 2005 | 2200 |
| Серия среднего давления | Колесо в мм | 220 | 330 | 440 | 550 | 715 | 880 | 1045 | 1210 | 1375 | 1540 | 1705 | 1870 | 2035 | 2200 |
| | Вход в мм | 180 | 270 | 360 | 450 | 585 | 720 | 855 | 990 | 1125 | 1260 | 1395 | 1530 | 1665 | 1800 |
| Серия пылевых | Колесо в мм | 265 | 400 | 530 | 670 | 870 | 1070 | — | — | — | — | — | — | — | — |
| | Вход в мм | 180 | 270 | 360 | 450 | 585 | 720 | — | — | — | — | — | — | — | — |

Примечание. Все остальные размеры каждого номера одинаковы для трех серий.

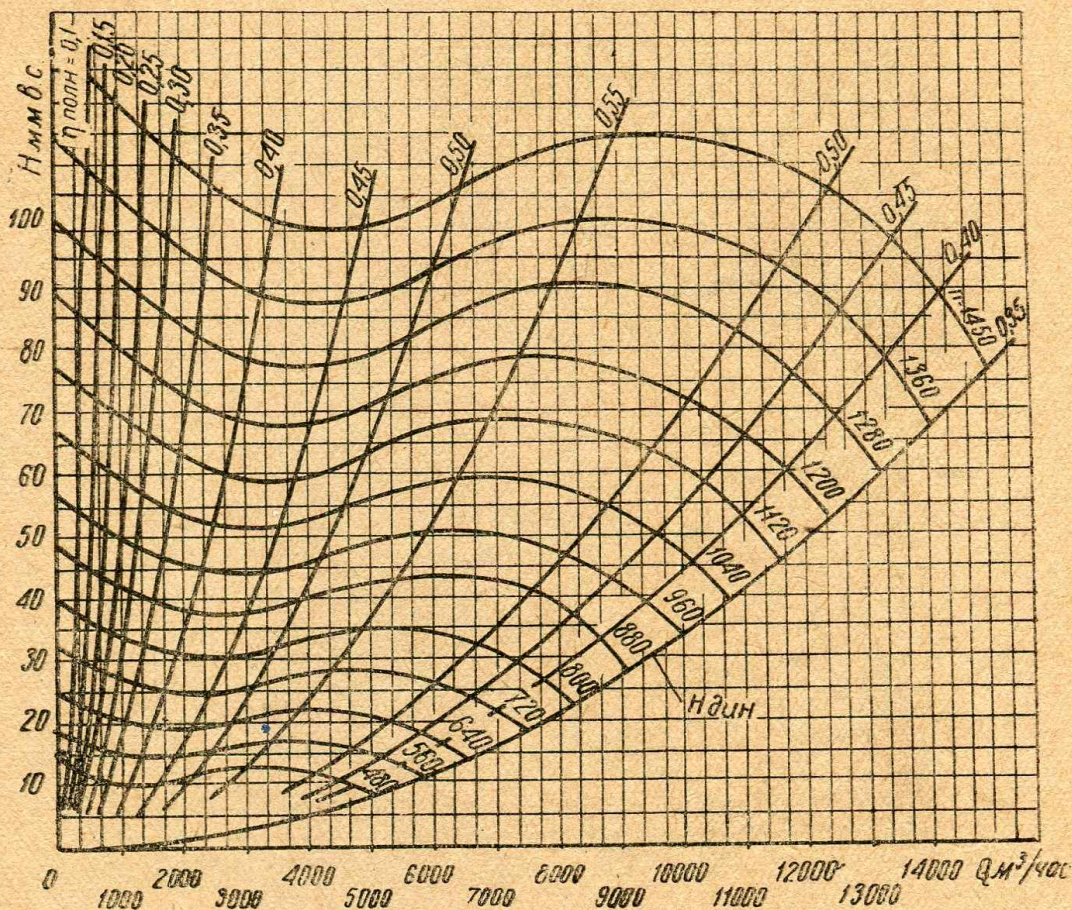
ЦЕНТРОБЕЖНЫЙ ВЕНТИЛЯТОР НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ № 2 ЗАВ. „ВЕНТИЛЯТОР“

(Колесо 200 мм, вход 250 мм, выход 160×190 мм²)

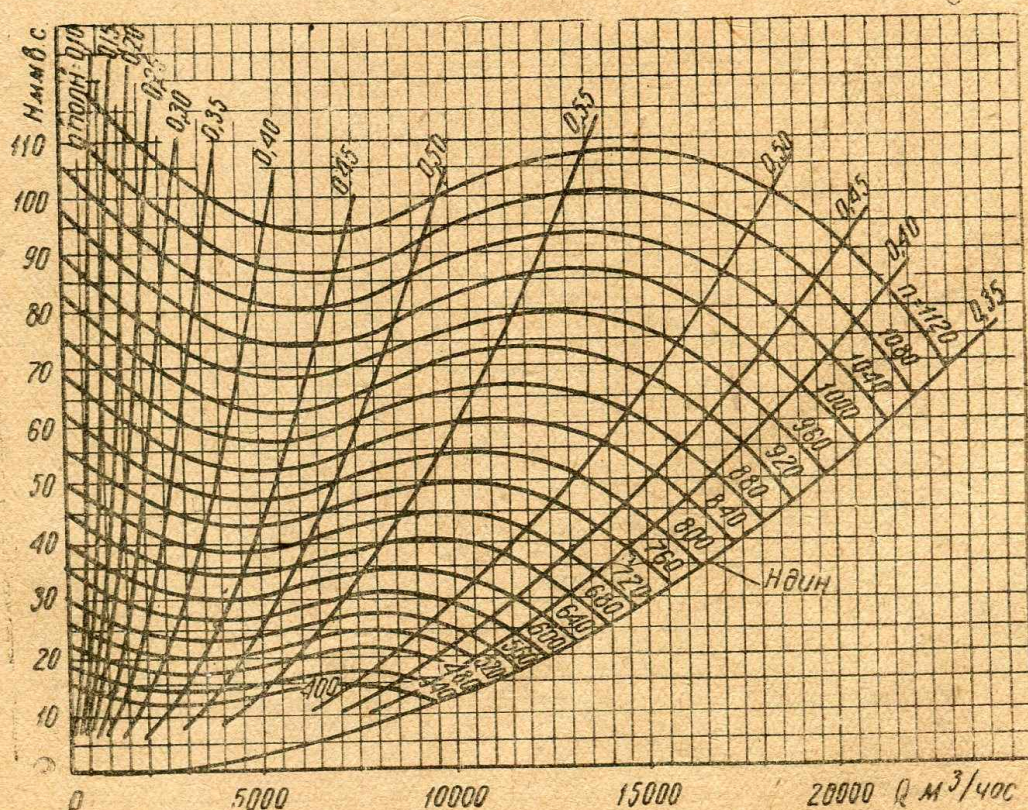
ЦЕНТРОБЕЖНЫЙ ВЕНТИЛЯТОР НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ № 3 ЗАВ. „ВЕНТИЛЯТОР“

(Колесо 300 мм, вход 350 мм, выход 240×285 мм²)

ЦЕНТРОБЕЖНЫЙ ВЕНТИЛЯТОР НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ № 4 ЗАВ. „ВЕНТИЛЯТОР“

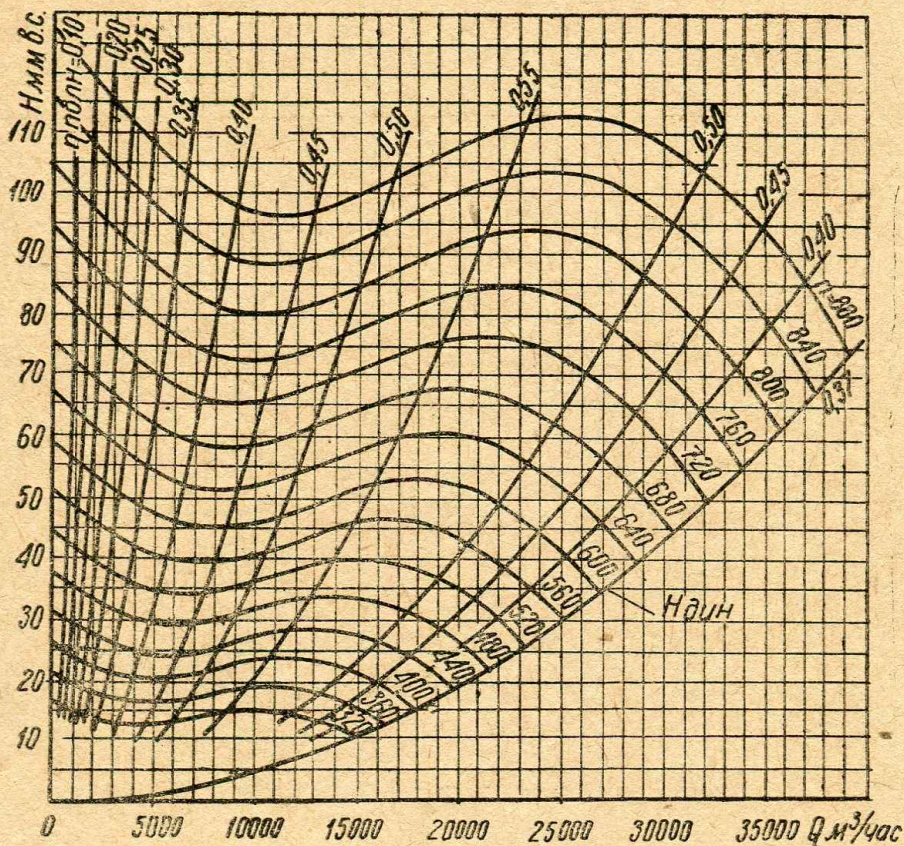
(Колесо 400 мм, вход 460 мм, выход 320×370 мм²)

ЦЕНТРОБЕЖНЫЙ ВЕНТИЛЯТОР НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ № 5 ЗАВ. „ВЕНТИЛЯТОР“

(Колесо 500 мм, вход 570 мм, выход 400×475 мм²)

ЦЕНТРОБЕЖНЫЙ ВЕНТИЛЯТОР НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ ЗАВОДА „ВЕНТИЛЯТОР“

(Колесо 650 мм, вход 725 мм, выход 590 × 610 мм²)



ЦЕНТРОБЕЖНЫЙ ВЕНТИЛЯТОР НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ № 8 ЗАВОДА „ВЕНТИЛЯТОР“

(Колесо 800 мм, вход 896 мм, выход 640 × 760 мм²)

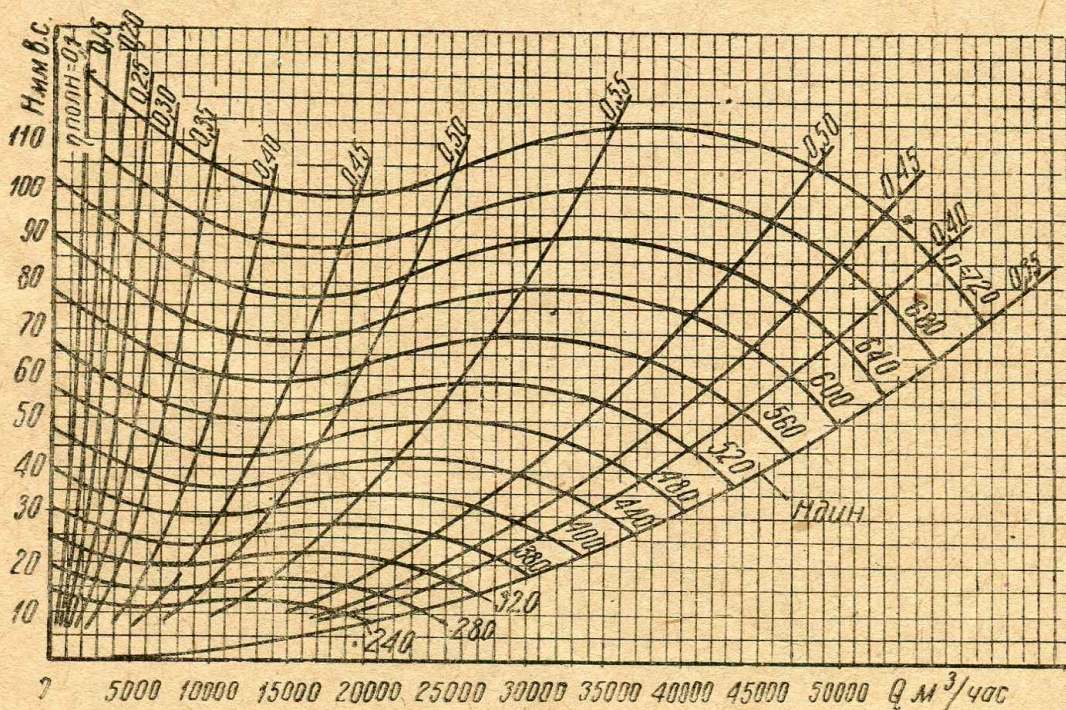
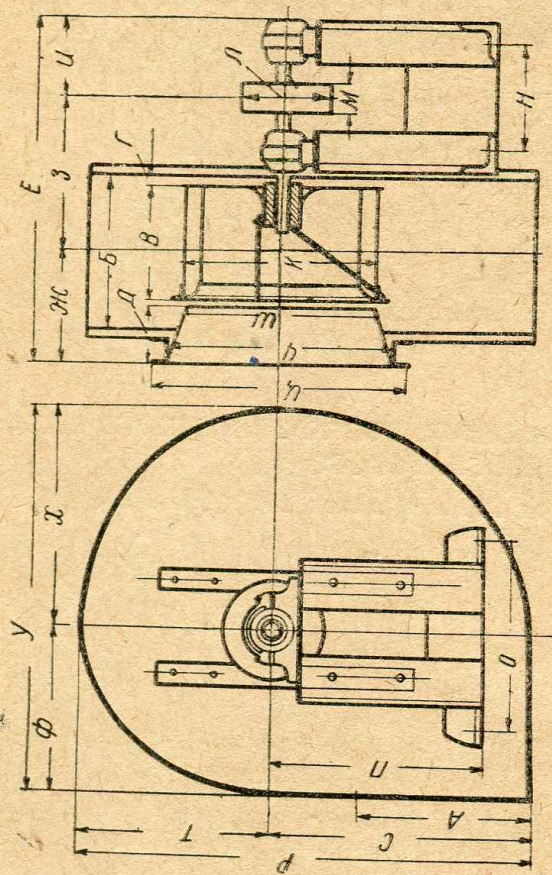


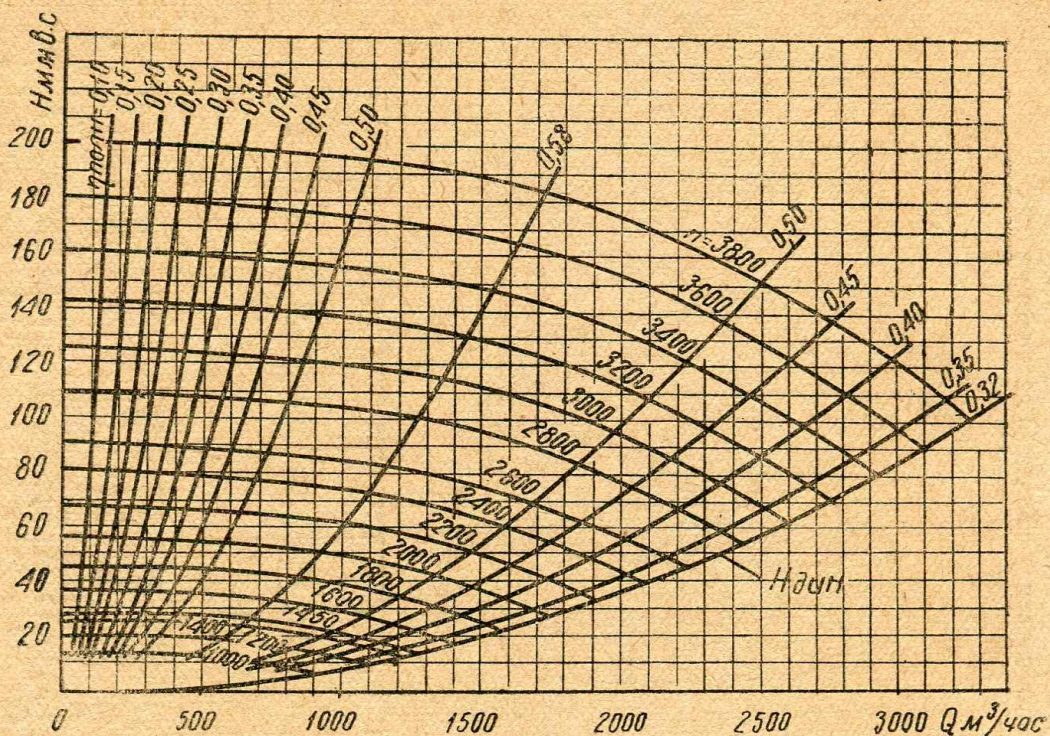
ТАБЛИЦА ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ СЕРИИ ВЕНТИЛЯТОРОВ НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ ЗАВОДА "ВЕНТИЛЯТОР"
(установочный чертеж к серии вентиляторов низкого давления завода "Вентилятор")



| № контин- лятора | А | Б | В | Г | Д | Е | Ж | З | И | К | Л | М | Н | О | П | Р | С | Т | У | Ф | Х | Ц | Ч | Ш |
|---------------------|-----|-----|-----|------|-----|------|-------|-------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|------|-------|-------|------|-------|-------|-----|-----|-----|
| 2 | 190 | 160 | 122 | 14 | 65 | 454 | 127 | 205 | 122 | 200 | 100 | 40 | 170 | 280 | 340 | 442 | 261 | 181 | 368 | 147 | 221 | 290 | 250 | 200 |
| 3 | 285 | 240 | 182 | 16 | 93 | 542 | 176 | 244 | 122 | 300 | 150 | 50 | 170 | 280 | 340 | 662 | 391 | 271 | 542 | 211 | 331 | 396 | 350 | 300 |
| 4 | 370 | 320 | 243 | 19,5 | 108 | 663 | 216 | 303 | 144 | 400 | 200 | 65 | 210 | 300 | 450 | 883 | 521,5 | 361,5 | 723 | 281,5 | 441,5 | 506 | 460 | 400 |
| 5 | 475 | 400 | 303 | 22,5 | 120 | 748 | 256,5 | 347,5 | 144 | 500 | 250 | 80 | 210 | 300 | 450 | 1103 | 651,5 | 451,5 | 903 | 351,5 | 551,5 | 616 | 570 | 500 |
| 6 1/2 | 610 | 520 | 393 | 20,5 | 160 | 931 | 343,5 | 387,5 | 200 | 650 | 325 | 160 | 300 | 380 | 595 | 1414 | 845 | 569 | 1138 | 431 | 707 | 790 | 725 | 650 |
| 8 | 760 | 640 | 483 | 25 | 210 | 1181 | 403 | 553 | 225 | 800 | 400 | 180 | 350 | 420 | 570 | 1744 | 103 | 712 | 1424 | 552 | 874 | 960 | 896 | 800 |

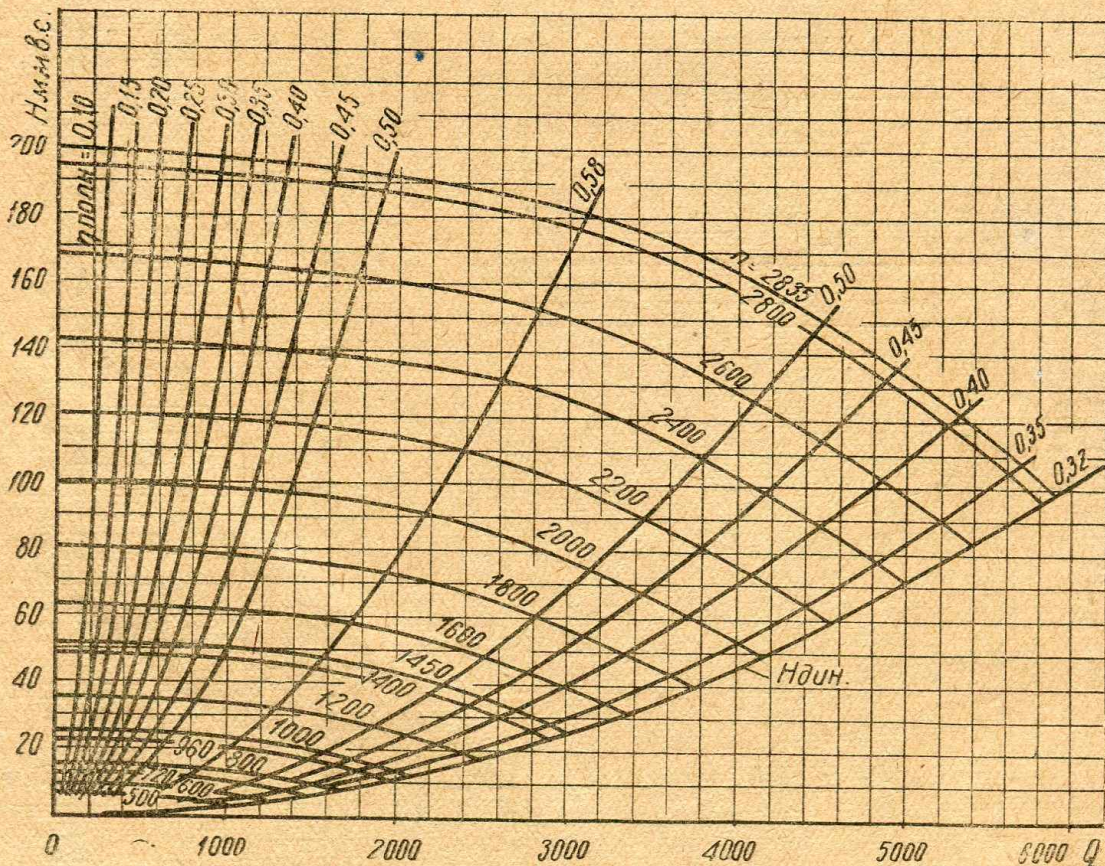
ЦЕНТРОБЕЖНЫЙ ПЫЛЕВОЙ ВЕНТИЛЯТОР № 6 ОПЫТНОГО ЗАВОДА ИМ. ЯРОСЛАВСКОГО

(Колесо 265 мм, вход 190 мм, выход 150 × 150 мм²)



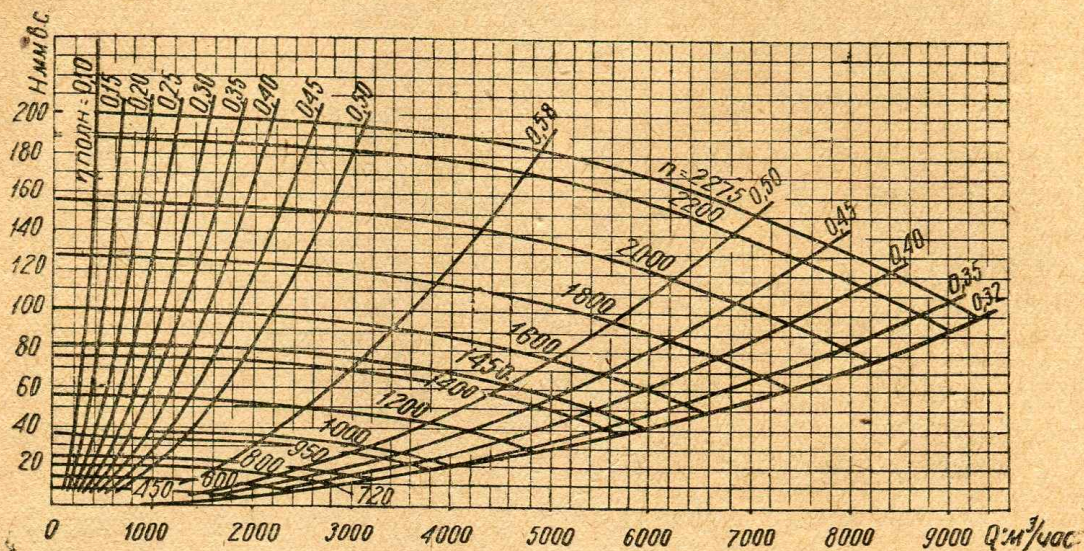
ЦЕНТРОБЕЖНЫЙ ПЫЛЕВОЙ ВЕНТИЛЯТОР № 8 ОПЫТНОГО ЗАВОДА ИМ. ЯРОСЛАВСКОГО

(Колесо 355 мм, вход 255 мм, выход 200 × 205 мм²)



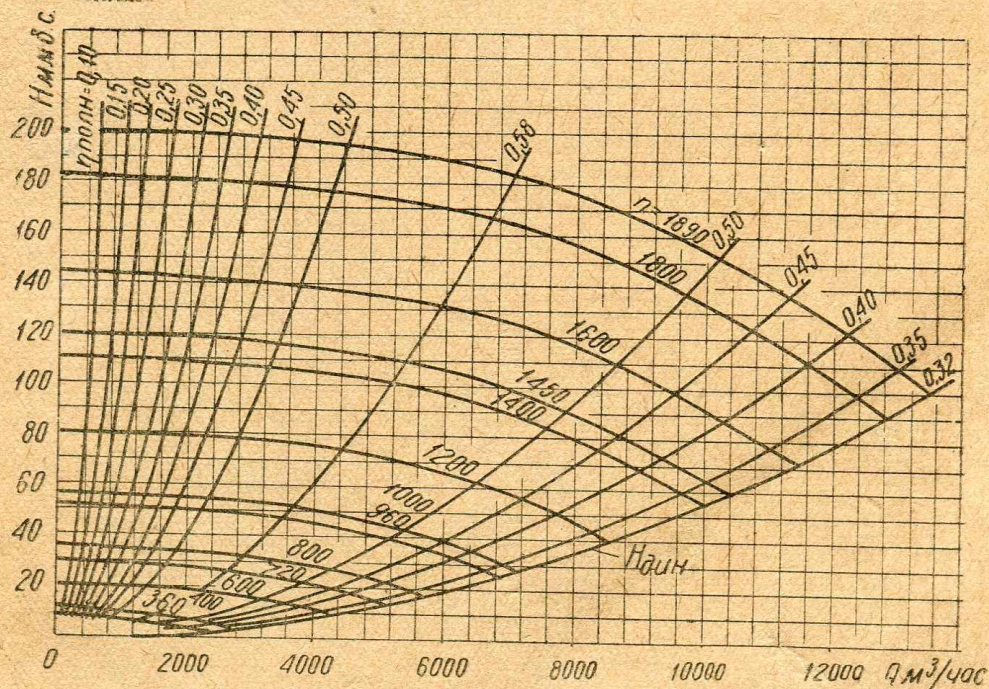
ЦЕНТРОБЕЖНЫЙ ПЫЛЕВОЙ ВЕНТИЛЯТОР № 10 ОПЫТНОГО ЗАВОДА ИМ. ЯРОСЛАВСКОГО

(Колесо 445 мм, вход 320 мм, выход 255 × 255 мм²)



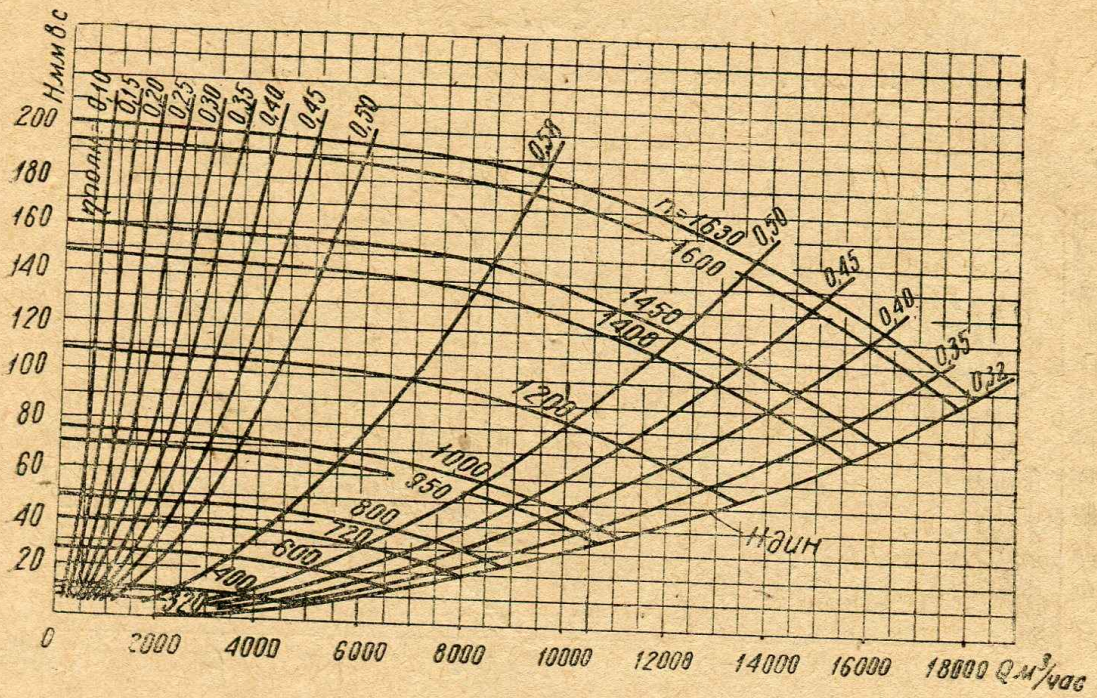
ЦЕНТРОБЕЖНЫЙ ПЫЛЕВОЙ ВЕНТИЛЯТОР № 12 ОПЫТНОГО ЗАВОДА ИМ. ЯРОСЛАВСКОГО

(Колесо 535 мм, вход 380 мм, выход 305 × 305 мм²)



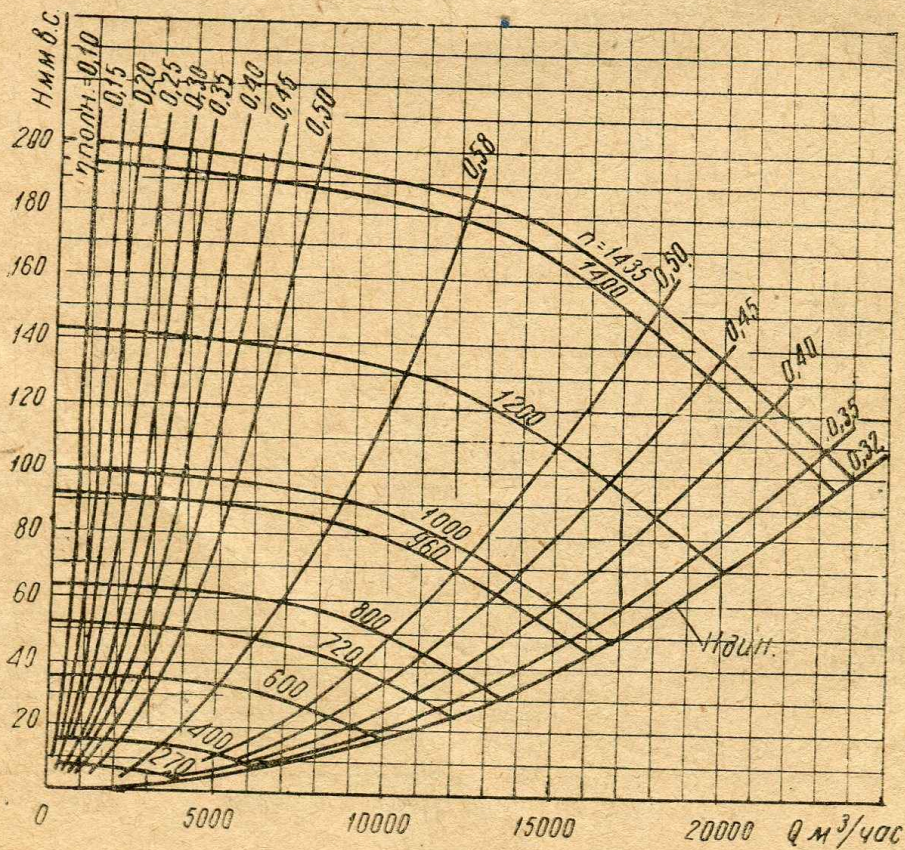
ЦЕНТРОБЕЖНЫЙ ПЫЛЕВОЙ ВЕНТИЛЯТОР № 14 ОПЫТНОГО ЗАВОДА ИМ. ЯРОСЛАВСКОГО

(Колесо 620 мм, вход 445 мм, выход 355 × 355 мм²)



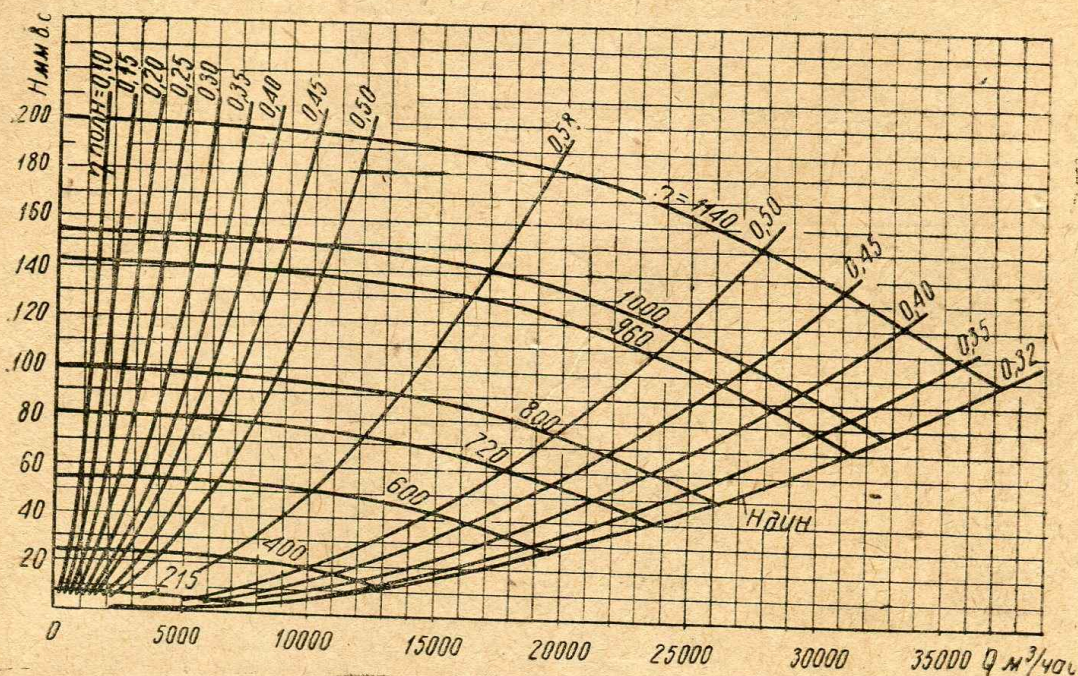
ЦЕНТРОБЕЖНЫЙ ПЫЛЕВОЙ ВЕНТИЛЯТОР № 16 ОПЫТНОГО ЗАВОДА ИМ. ЯРОСЛАВСКОГО

(Колесо 710 мм, вход 510 мм, выход 405 × 405 мм²)



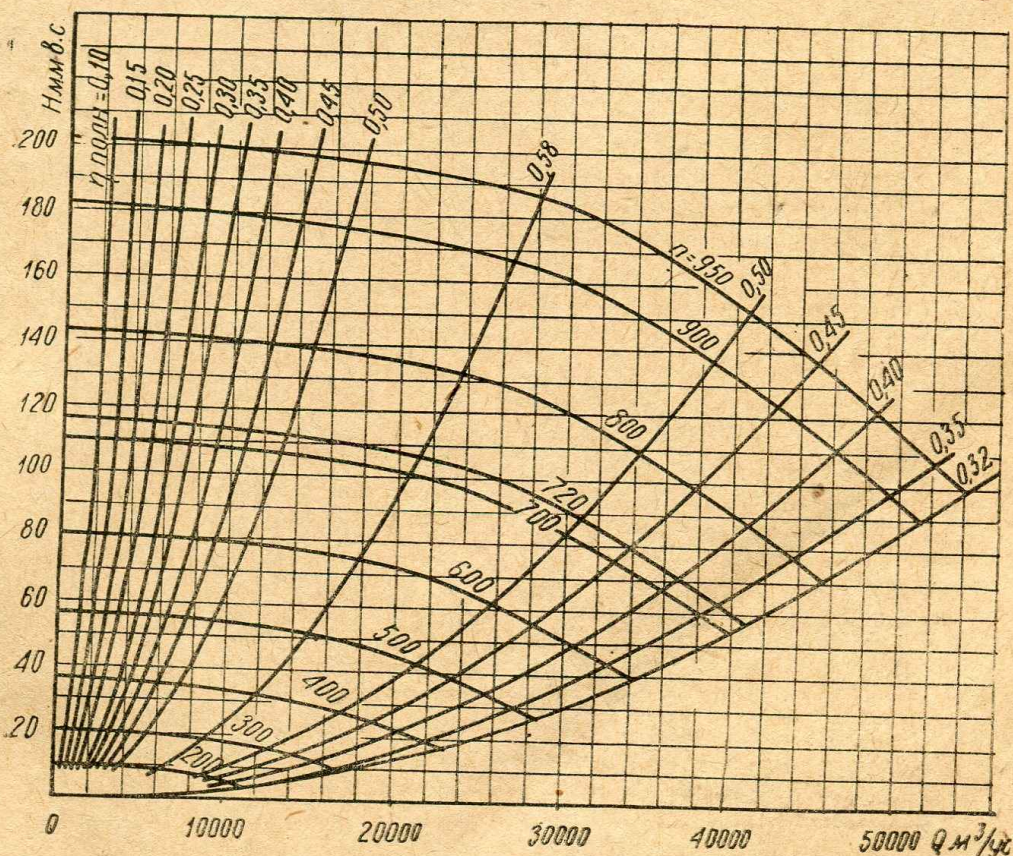
ЦЕНТРОБЕЖНЫЙ ПЫЛЕВОЙ ВЕНТИЛЯТОР № 20 ОПЫТНОГО ЗАВОДА ИМ. ЯРОСЛАВСКОГО

(Колесо 890 мм, вход 635 мм, выход 510×510 мм²)



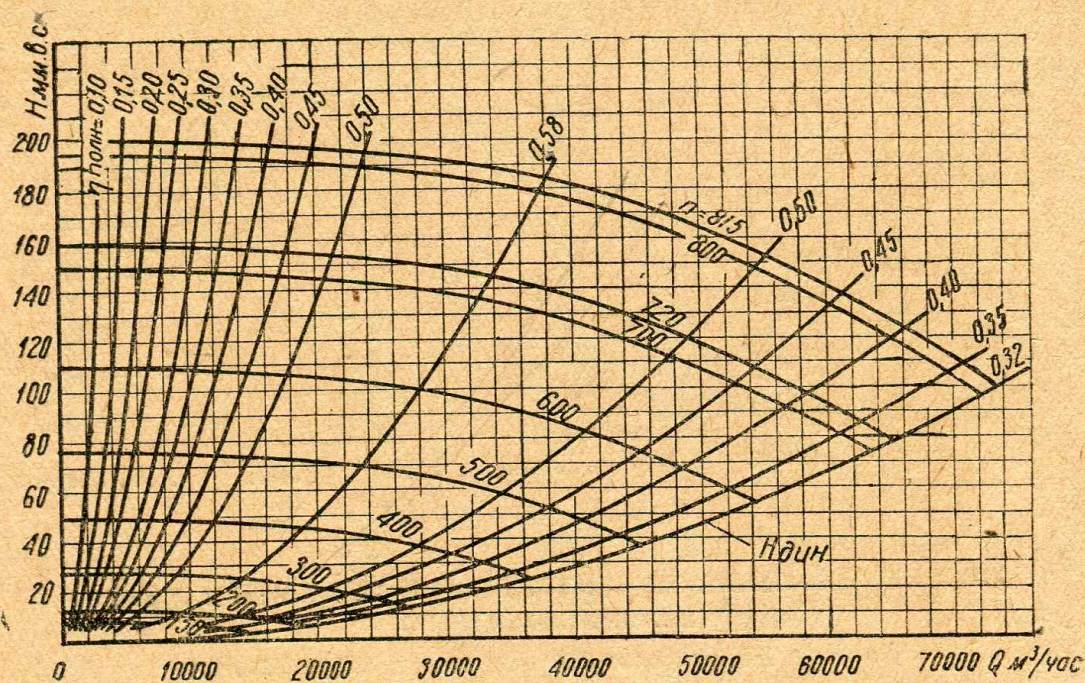
ЦЕНТРОБЕЖНЫЙ ПЫЛЕВОЙ ВЕНТИЛЯТОР № 24 ОПЫТНОГО ЗАВОДА ИМ. ЯРОСЛАВСКОГО

(Колесо 1065 мм, вход 760 мм, выход 610×610 мм²)



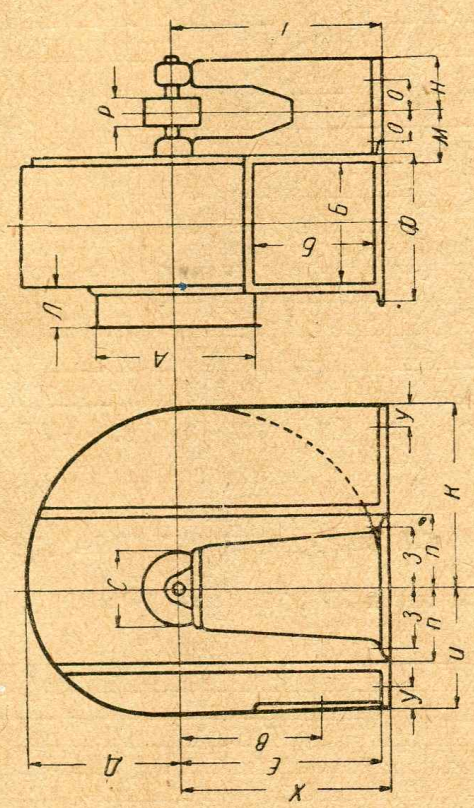
ЦЕНТРОБЕЖНЫЙ ПЫЛЕВОЙ ВЕНТИЛЯТОР № 28 ОПЫТНОГО ЗАВОДА
им. ЯРОСЛАВСКОГО

(Колесо 1245 мм, вход 890 мм, выход 710 × 710 мм²)



ОСНОВНЫЕ РАЗМЕРЫ СЕРИИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ ПЫЛЕВЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ ОПЫТНОГО ЗАВОДА им. ЯРОСЛАВСКОГО

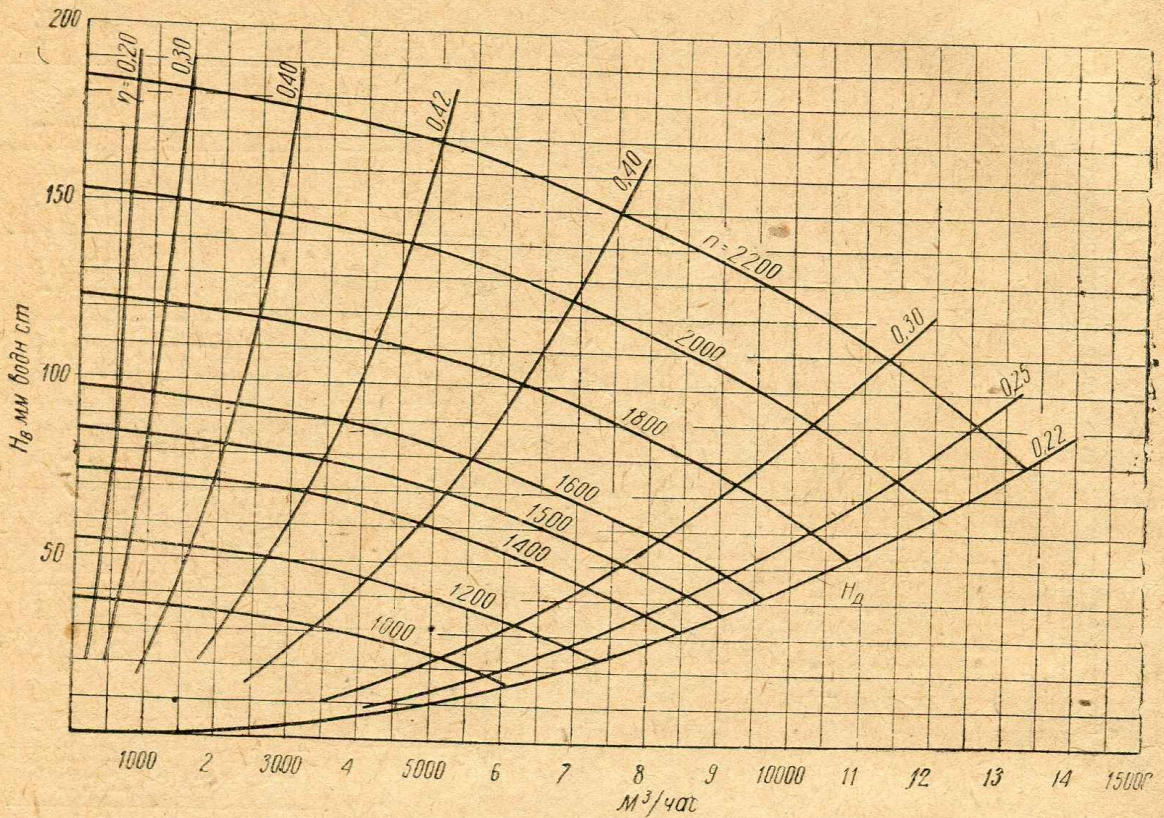
Установочный чертеж к серии вентиляторов низкого давления и к серии пылевых вентиляторов опытного завода им. Ярославского



| № вентилятора | Комесо | А | Б | В | Г | Д | Е | З | И | К | Л | М | Н | О | П | Р | С | У | Ф | Х | | | | |
|---------------|--------|-----|-----|-----|------|-----|------|-----|-----|------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|---------|---------|---------|---------|-----|
| | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | Тип А—Б | Тип Д—Е | Тип В—Г | Тип Ж—З | |
| 6 | 265 | 100 | 150 | 171 | 370 | 218 | 275 | 125 | 193 | 246 | 50 | 110 | 150 | 71 | 153 | 45 | 100 | — | — | — | 370 | 370 | 370 | 370 |
| 8 | 355 | 255 | 205 | 229 | 455 | 277 | 358 | 125 | 237 | 318 | 60 | 136 | 186 | 90 | 175 | 50 | 125 | — | — | — | 455 | 455 | 455 | 455 |
| 10 | 445 | 320 | 255 | 287 | 550 | 342 | 442 | 180 | 282 | 392 | 60 | 161 | 220 | 120 | 190 | 65 | 160 | — | — | — | 550 | 550 | 550 | 550 |
| 12 | 535 | 389 | 305 | 343 | 670 | 408 | 528 | 180 | 348 | 468 | 75 | 265 | 265 | 135 | 250 | 75 | 190 | — | — | — | 670 | 670 | 670 | 670 |
| 14 | 620 | 445 | 355 | 400 | 740 | 487 | 610 | 200 | 420 | 543 | 75 | 210 | 220 | 160 | 250 | 90 | 220 | 100 | 420 | 420 | 740 | 520 | 520 | 520 |
| 15 | 710 | 510 | 405 | 457 | 820 | 533 | 693 | 240 | 466 | 614 | 100 | 240 | 260 | 180 | 250 | 100 | 255 | 100 | 470 | 470 | 752 | 620 | 620 | 620 |
| 20 | 890 | 635 | 510 | 572 | 1035 | 665 | 865 | 240 | 565 | 765 | 175 | 245 | 285 | 196 | 250 | 120 | 315 | 100 | 570 | 570 | 920 | 820 | 720 | 630 |
| 24 | 1065 | 760 | 610 | 685 | 1205 | 795 | 1035 | 248 | 675 | 915 | 175 | 363 | 385 | 296 | 268 | 175 | 380 | 100 | 680 | 680 | 1095 | 955 | 855 | 740 |
| 28 | 1245 | 890 | 710 | 801 | 1405 | 945 | 1205 | 315 | 810 | 1075 | 200 | 450 | 460 | 370 | 375 | 200 | 450 | 125 | 785 | 785 | 1295 | 1140 | 955 | 875 |

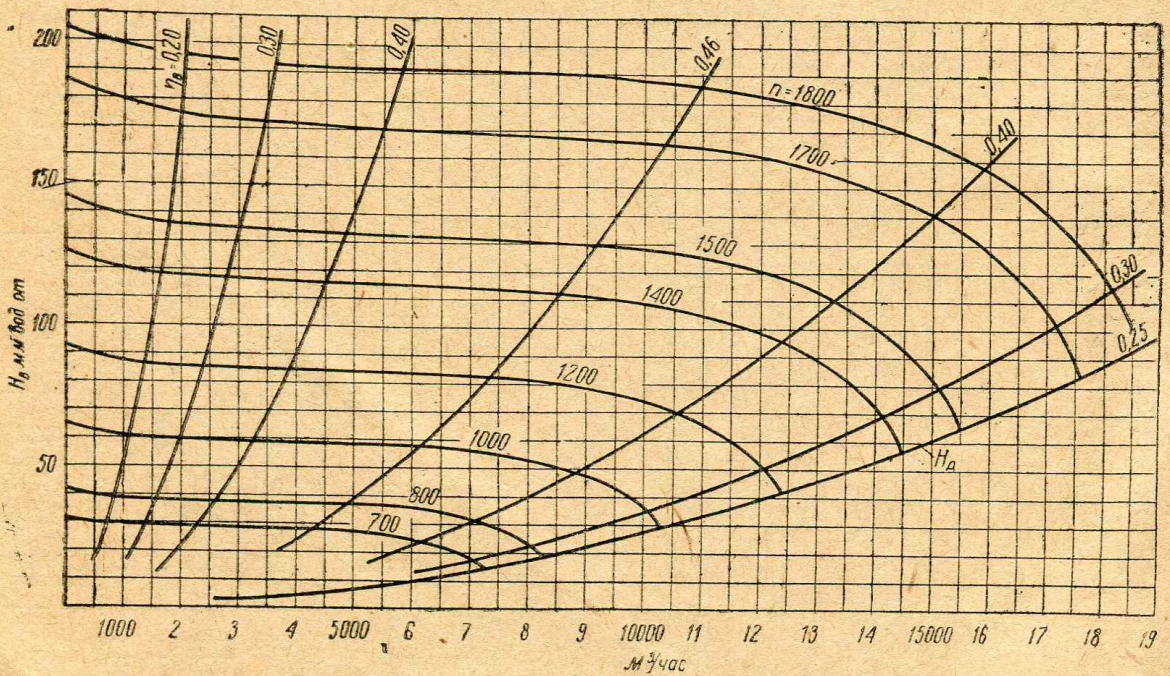
ЦЕНТРОБЕЖНЫЙ ВЕНТИЛЯТОР № 3 ГЛАВПРОДМАШИНЫ ТИПА „ЗЕКК“

(Колесо 420 мм, вход 350 мм, выход 240×410 мм² (1933 г.)

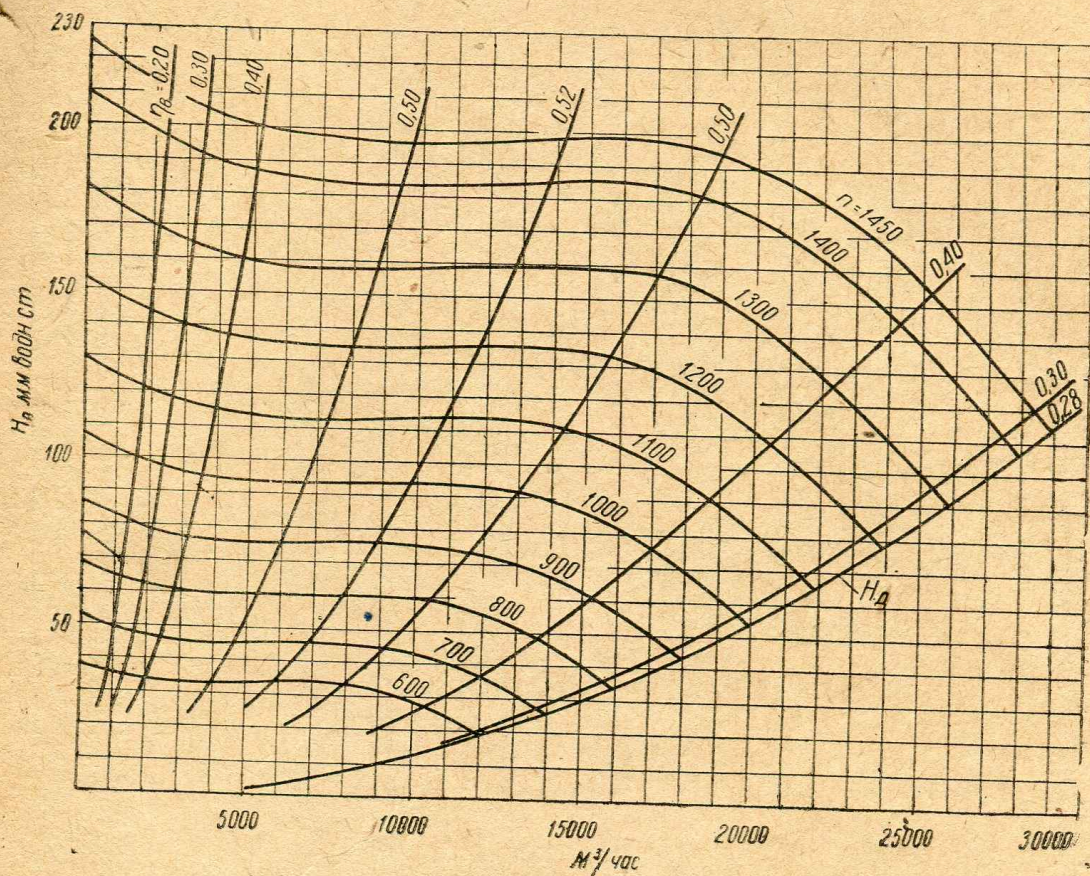


ЦЕНТРОБЕЖНЫЙ ВЕНТИЛЯТОР № 4 ГЛАВПРОДМАШИНЫ ТИПА „ЗЕКК“

(Колесо 530 мм, вход 450 мм, выход 280×465 мм² (1933 г.)

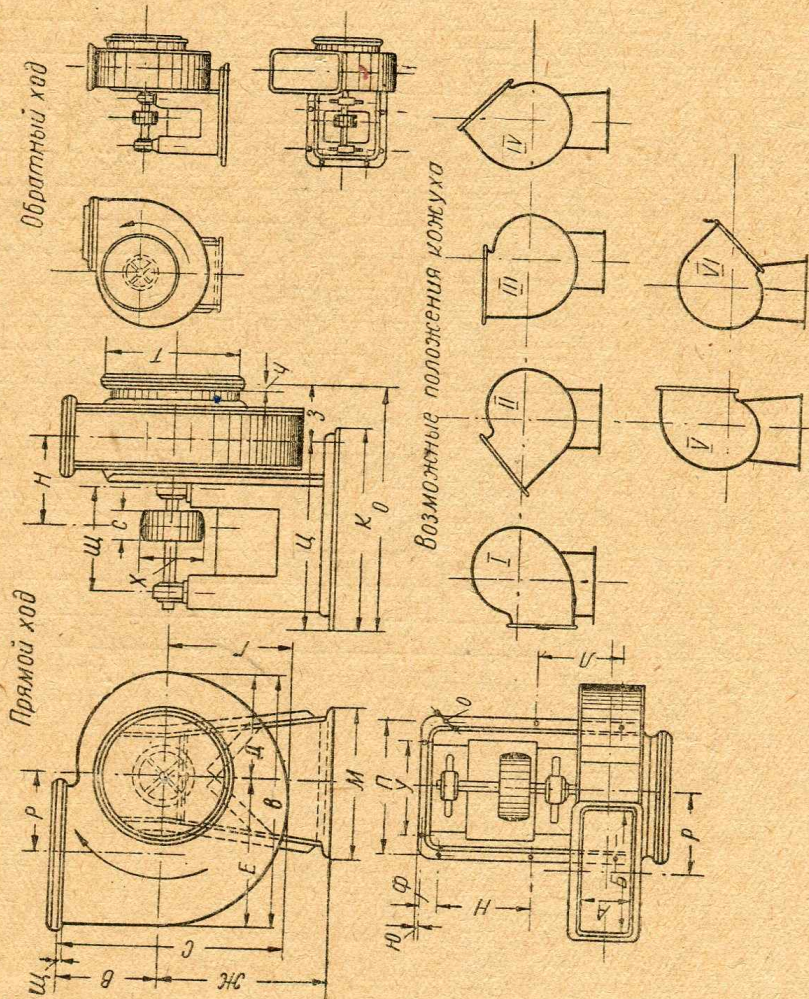


ЦЕНТРОБЕЖНЫЙ ВЕНТИЛЯТОР № 5 ГЛАВПРОДМАШИНЫ ТИПА „ЗЕКК“

(Колесо 660 мм, вход 560 мм, выход 320×580 мм² (1933 г.)

УСТАНОВОЧНЫЙ ЧЕРТЕЖ И РАЗМЕРЫ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ ТИПА „ЗЕКК“
В ИЗГОТОВЛЕНИИ ЗАВОДА ГЛАВПРОДМАШИНЫ
Клепаная конструкция (по чертежам завода им. Воровского; выпуск 1937 г.)

Таблица LVII



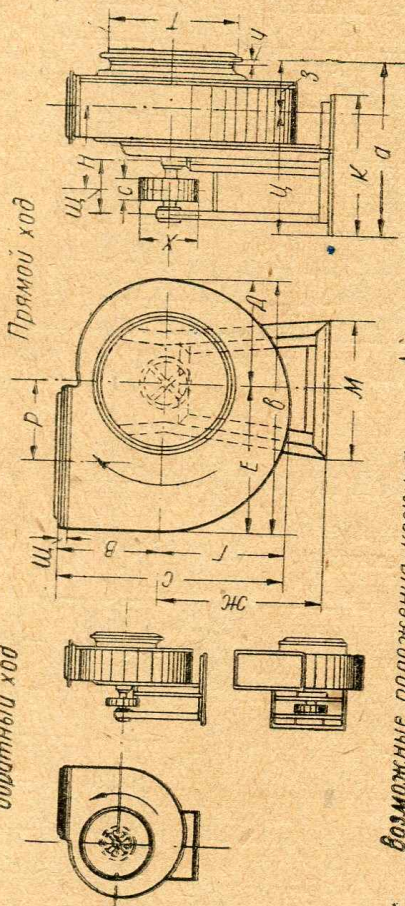
| № | Вент. | а | б | с | А | Б | В | Г | Д | Е | Ж | З | И | К | Л | М | Н | О | П | Р | С | Т | У | Ф | Х | Ц | Ш | Щ | Ю | Вес в кг |
|---|-------|------|------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-------|-------|-----|-----|-----|-----|----|-----|-----|-----|-----|-----|----|-----|----|-----|----|-----|----|-------------|
| 3 | 816,5 | 748 | 702 | 240 | 366 | 325 | 377 | 328 | 420 | 490 | 193,5 | 327 | 595 | — | 450 | 320 | 18 | 400 | 210 | 120 | 349 | 290 | 82 | 160 | 25 | 618 | 25 | 323 | 20 | 110 |
| 4 | 902 | 960 | 868 | 280 | 466 | 385 | 483 | 416 | 550 | 605 | 216 | 348 | 700 | — | 550 | 350 | 18 | 510 | 290 | 120 | 419 | 340 | 85 | 200 | 25 | 688 | 25 | 368 | 20 | 160 |
| 6 | 1010 | 1142 | 1015 | 315 | 570 | 442 | 573 | 482 | 680 | 719 | 244,9 | 408,9 | 800 | 335 | 600 | 339 | 18 | 560 | 343 | 120 | 550 | 450 | 55 | 253 | 30 | 76 | 30 | 30 | 30 | 160 |
| 7 | 1071 | 1335 | 1170 | 340 | 700 | 500 | 670 | 550 | 785 | 860 | 258 | 441 | 900 | 350 | 720 | 350 | 22 | 670 | 403 | 140 | 630 | 460 | 90 | 320 | 30 | 815 | 30 | 30 | 30 | 160 |

ЧЕРТЕЖ И РАЗМЕРЫ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ ТИПА „ЗЕКК“
В ИЗГОТОВЛЕНИИ ЗАВОДА ГЛАВПРОДМАШИНЫ

Таблица LVIII

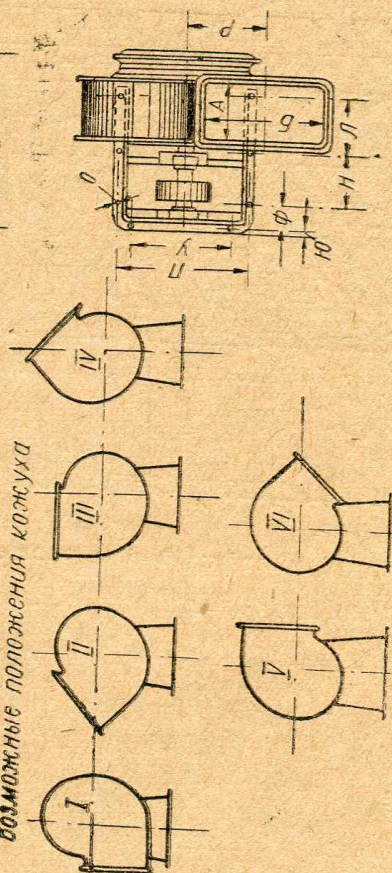
Сварная конструкция (по чертежам завода им. Воробьева; выпуск 1937 г.)

Обратный ход



Прямой ход

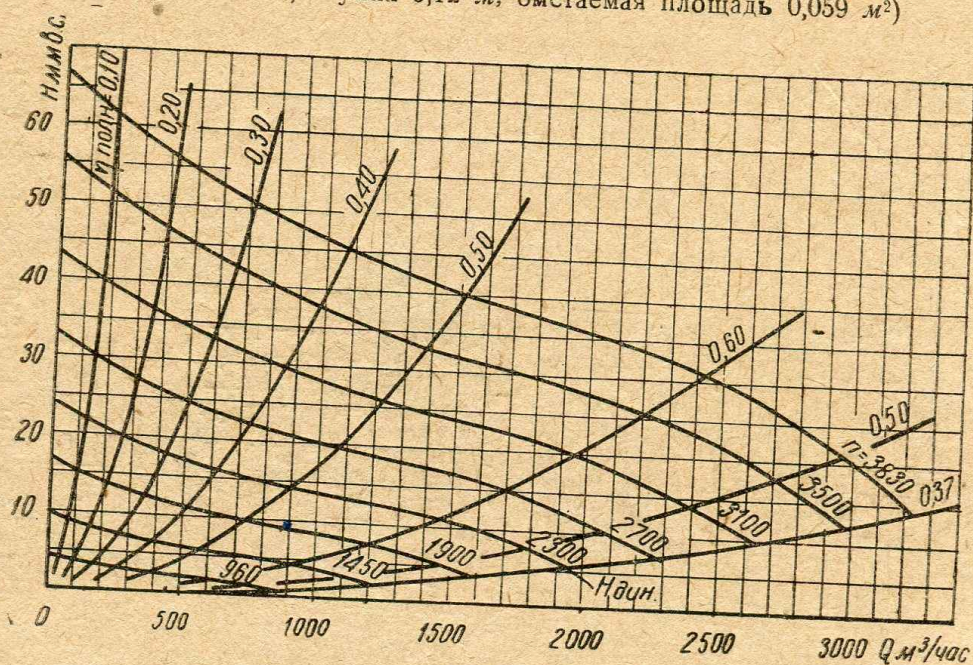
Возможные положения кожуха



| Вент. | а | б | с | А | Б | В | Г | Д | Е | Ж | З | И | К | Л | М | Н | О | П | Р | С | Т | У | Ф | Х | Ц | Ч | Ш | Щ | Ю | В кг |
|-------|-------|------|--------|-----|-----|-----|-------|-------|-------|-----|-----|-------|-----|-----|-----|-----|----|-----|-----|-----|-----|-----|----|-----|-------|------|-----|-----|-----|------|
| 3 | 648 | 748 | 727 | 240 | 370 | 350 | 377 | 328 | 420 | 490 | 225 | 326,5 | 600 | 230 | 450 | 220 | 18 | 400 | 210 | 120 | 350 | 290 | 90 | 200 | 415 | 67,5 | 50 | 255 | 20 | 130 |
| 4 | 903 | 868 | 968 | 280 | 468 | 410 | 458 | 410 | 550 | 605 | 370 | 590 | 620 | 250 | 550 | 220 | 18 | 500 | 290 | 120 | 450 | 380 | 90 | 200 | 533 | 67,5 | 50 | 255 | 20 | 175 |
| 5 | 784,5 | 1133 | 1011,5 | 310 | 570 | 442 | 569,5 | 476,5 | 656,5 | 720 | 229 | 370,5 | 600 | 250 | 600 | 250 | 18 | 550 | 345 | 120 | 550 | 450 | 50 | 253 | 555,5 | 25 | 25 | 265 | 25 | 225 |
| 6 | 709 | 1335 | 1170 | 340 | 700 | 500 | 670 | 550 | 785 | 860 | 255 | 423 | 730 | 320 | 720 | 290 | 22 | 660 | 403 | 140 | 650 | 540 | 60 | 320 | 638 | 30 | 300 | 30 | 250 | |

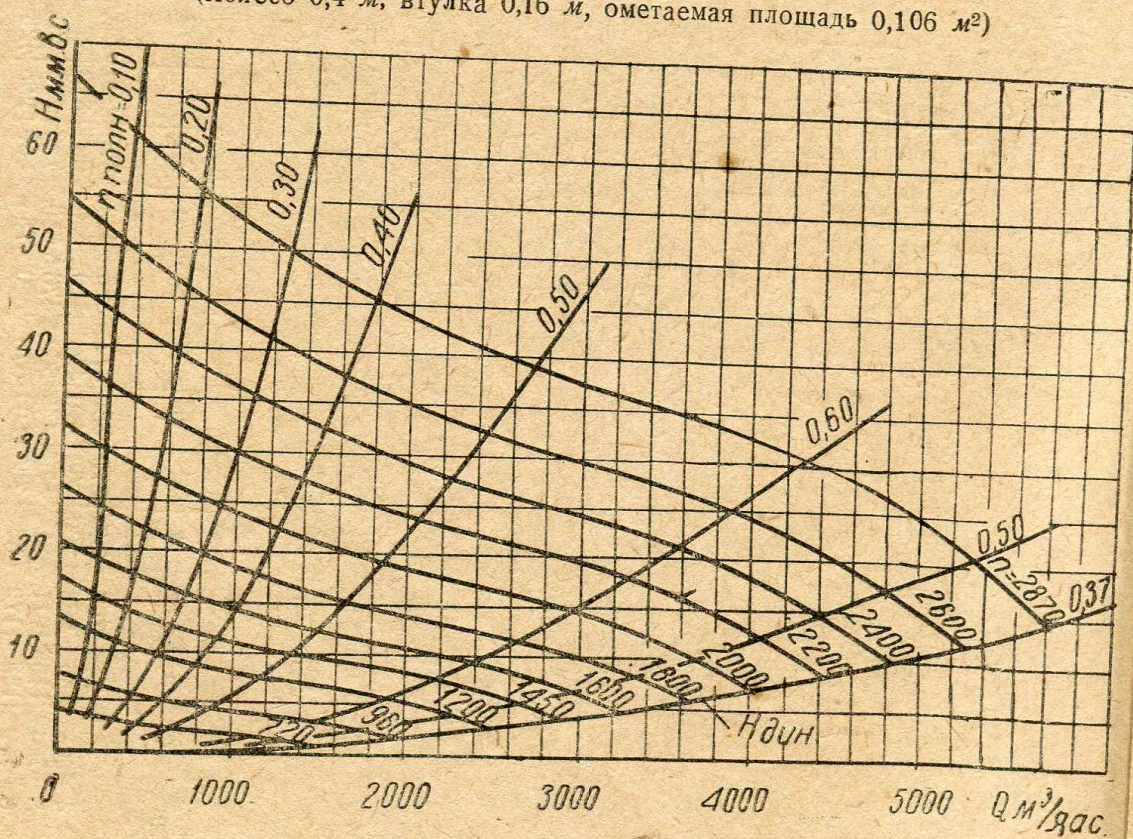
СЕРИЯ № 4, ЧЕТЫРЕХЛОПАСТНОЙ ОСЕВОЙ ВЕНТИЛЯТОР № 3 ЦАГИ

(Колесо 0,3 м, втулка 0,12 м, ометаемая площадь 0,059 м²)



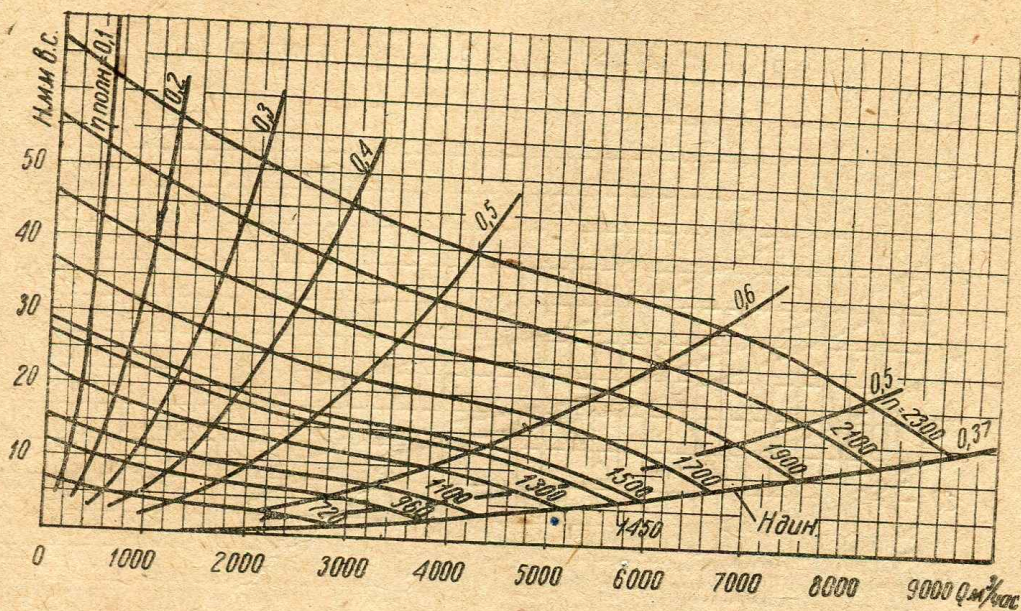
СЕРИЯ № 4, ЧЕТЫРЕХЛОПАСТНОЙ ОСЕВОЙ ВЕНТИЛЯТОР № 4 ЦАГИ

(Колесо 0,4 м, втулка 0,16 м, ометаемая площадь 0,106 м²)



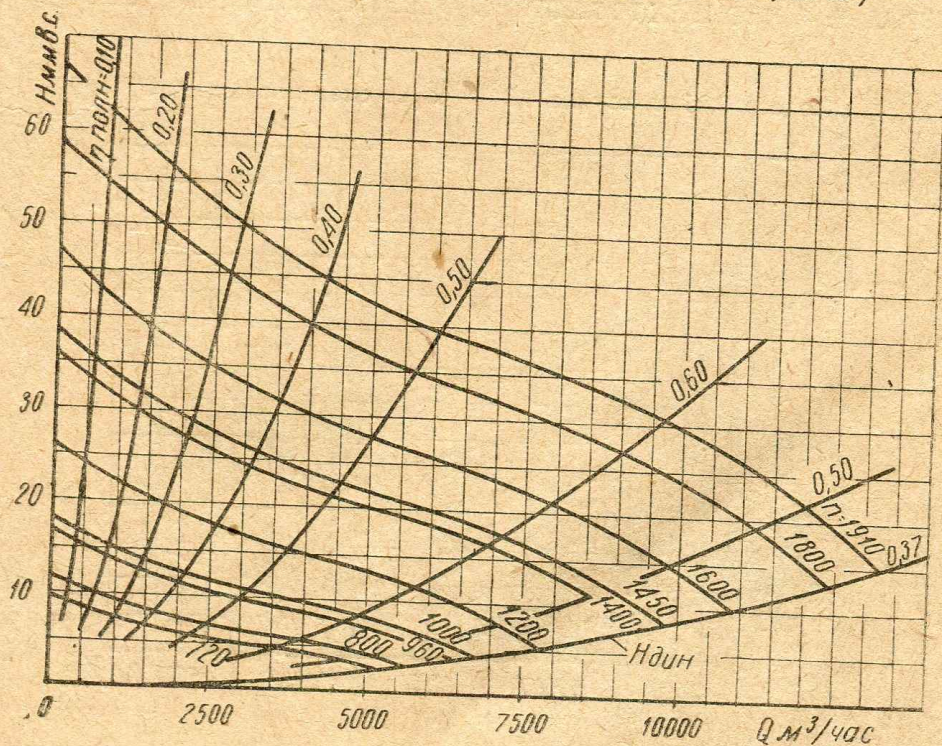
СЕРИЯ № 4, ЧЕТЫРЕХЛОПАСТНОЙ ОСЕВОЙ ВЕНТИЛЯТОР № 5 ЦАГИ

(Колесо 0,5 м, втулка 0,2 м, ометаемая площадь 0,165 м²)

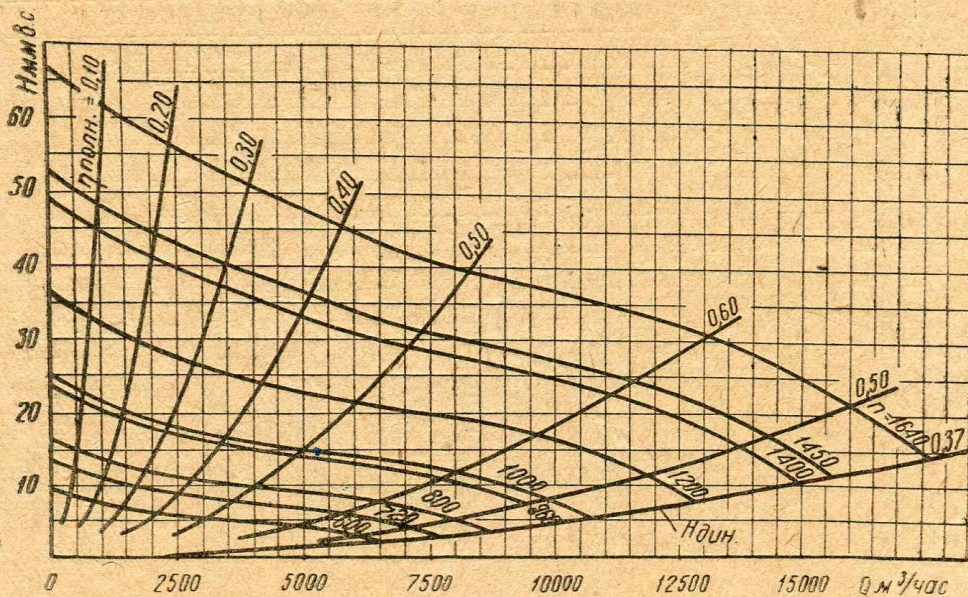
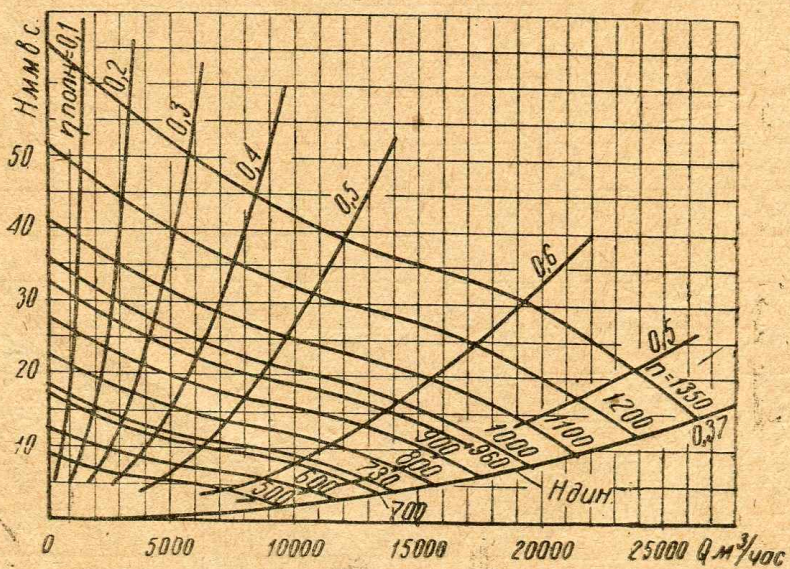


СЕРИЯ № 4, ЧЕТЫРЕХЛОПАСТНОЙ ОСЕВОЙ ВЕНТИЛЯТОР № 6 ЦАГИ

(Колесо 0,6 м, втулка 0,24 м, ометаемая площадь 0,238 м²)

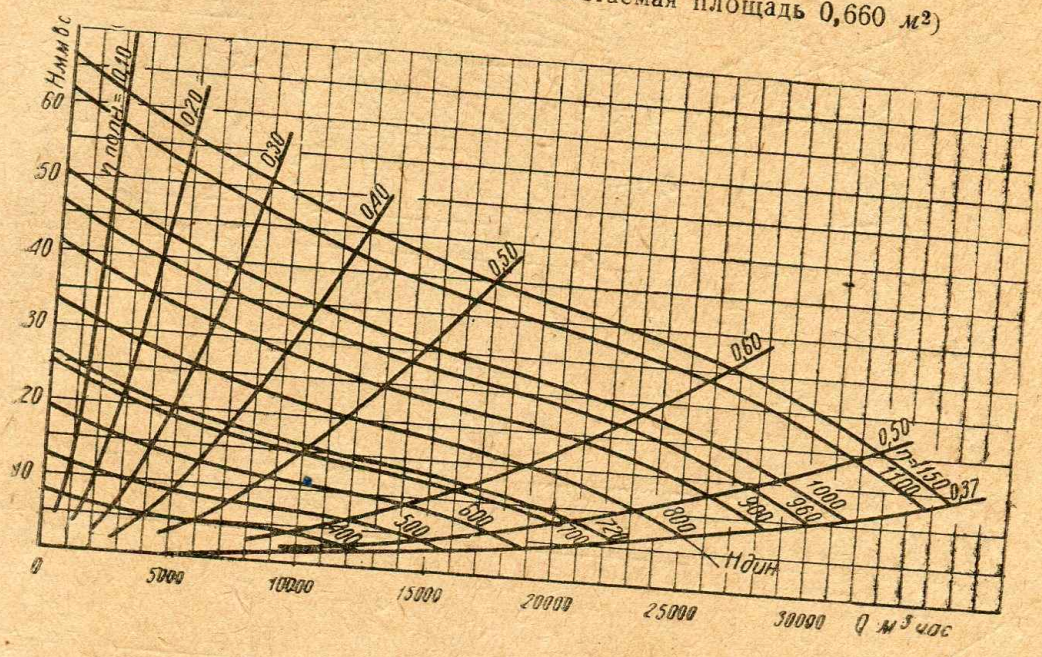


СЕРИЯ № 4, ЧЕТЫРЕХЛОПАСТНОЙ ОСЕВОЙ ВЕНТИЛЯТОР № 7 ЦАГИ

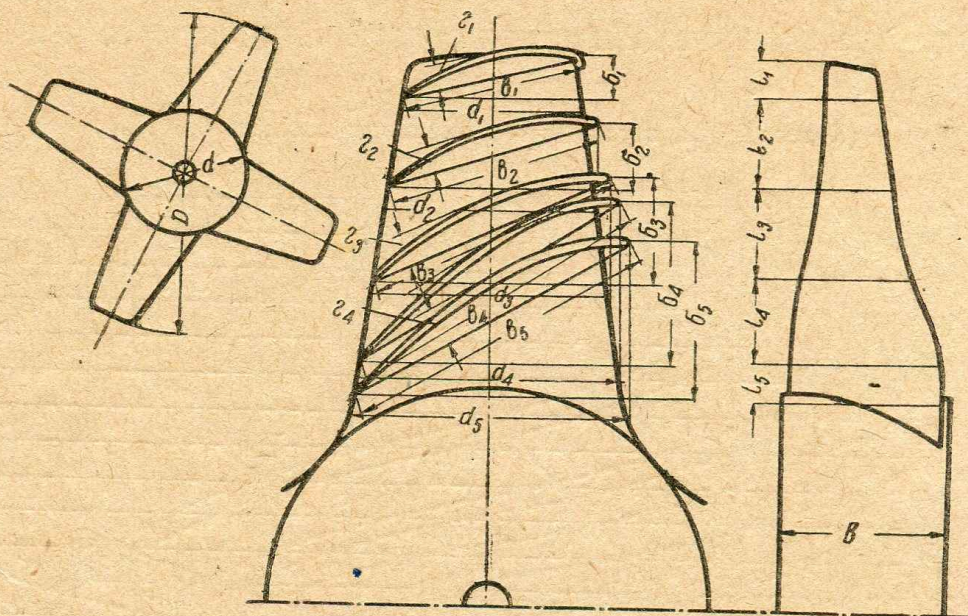
(Колесо 0,7 м, втулка 0,28 м, ометаемая площадь 0,324 м²)СЕРИЯ № 4, ЧЕТЫРЕХЛОПАСТНОЙ ОСЕВОЙ ВЕНТИЛЯТОР № 8^{1/2} ЦАГИ(Колесо 0,85 м, втулка 0,34 м, ометаемая площадь 0,477 м²)

СЕРИЯ № 4, ЧЕТЫРЕХЛОПАСТНОЙ ОСЕВОЙ ВЕНТИЛЯТОР № 10 ЦАГИ

(Колесо 1,0 м, втулка 0,4 м, омегаемая площадь 0,660 м²)



ОСНОВНЫЕ РАЗМЕРЫ СЕРИИ № 4 ОСЕВЫХ ЧЕТЫРЕХЛОПАСТНЫХ
ВЕНТИЛЯТОРОВ ЦАГИ



| № | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8,5 | 10 |
|---------------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|--------|
| Размеры | | | | | | | |
| <i>D</i> | 300,0 | 400,0 | 500,0 | 600,0 | 700,0 | 850,0 | 1000,0 |
| <i>d</i> | 120,0 | 160,0 | 200,0 | 240,0 | 280,0 | 340,0 | 400,0 |
| <i>B</i> | 47,0 | 63,0 | 59,0 | 94,0 | 111,0 | 134,0 | 157,0 |
| <i>l</i> ₁ | 9,6 | 12,8 | 16,0 | 19,2 | 22,4 | 27,2 | 32,0 |
| <i>l</i> ₂ | 24,0 | 32,0 | 40,0 | 48,0 | 56,0 | 68,0 | 80,0 |
| <i>l</i> ₃ | 24,3 | 32,4 | 40,5 | 48,6 | 56,7 | 68,9 | 81,0 |
| <i>l</i> ₄ | 26,4 | 35,2 | 44,0 | 52,8 | 61,6 | 74,8 | 88,0 |
| <i>l</i> ₅ | 9,55 | 12,2 | 15,3 | 18,3 | 21,4 | 26,0 | 30,5 |
| <i>b</i> ₁ | 50,2 | 67,0 | 83,8 | 100,3 | 117,0 | 142,2 | 167,5 |
| <i>b</i> ₂ | 58,5 | 78,0 | 97,5 | 117,0 | 136,5 | 166,0 | 195,0 |
| <i>b</i> ₃ | 67,5 | 90,0 | 112,5 | 135,0 | 157,5 | 191,0 | 225,0 |
| <i>b</i> ₄ | 82,8 | 110,2 | 137,8 | 165,5 | 193,0 | 234,5 | 276,0 |
| <i>b</i> ₅ | 85,4 | 113,8 | 142,0 | 170,8 | 199,0 | 241,5 | 284,5 |
| <i>a</i> ₁ | 48,7 | 65,0 | 81,3 | 97,5 | 113,8 | 138,0 | 162,5 |
| <i>a</i> ₂ | 55,8 | 74,4 | 83,0 | 111,5 | 130,0 | 158,0 | 186,0 |
| <i>a</i> ₃ | 62,4 | 83,2 | 104,0 | 124,8 | 145,7 | 176,8 | 208,0 |
| <i>a</i> ₄ | 70,4 | 93,8 | 117,0 | 141,0 | 164,0 | 199,5 | 234,5 |
| <i>a</i> ₅ | 73,2 | 97,6 | 122,0 | 146,3 | 171,0 | 207,5 | 244,0 |
| <i>b</i> ₁ | 12,5 | 16,6 | 20,8 | 24,9 | 29,0 | 35,3 | 41,5 |
| <i>b</i> ₂ | 17,6 | 23,4 | 29,2 | 35,1 | 41,0 | 49,7 | 58,5 |
| <i>b</i> ₃ | 25,4 | 33,6 | 42,2 | 50,7 | 59,1 | 71,8 | 84,5 |
| <i>b</i> ₄ | 44,0 | 58,6 | 73,3 | 88,0 | 102,7 | 124,7 | 146,5 |
| <i>b</i> ₅ | 44,0 | 58,6 | 73,3 | 88,0 | 102,7 | 124,7 | 146,5 |
| <i>z</i> ₁ | 5,0 | 6,6 | 8,3 | 9,9 | 11,5 | 14,0 | 16,5 |
| <i>z</i> ₂ | 6,0 | 8,0 | 10,0 | 12,0 | 14,0 | 17,0 | 20,0 |
| <i>z</i> ₃ | 7,2 | 9,6 | 12,0 | 14,4 | 16,8 | 20,4 | 24,0 |
| <i>z</i> ₄ | 9,3 | 12,4 | 15,5 | 18,6 | 21,7 | 26,4 | 31,0 |
| <i>z</i> ₅ | 10,5 | 14,0 | 17,5 | 21,0 | 24,5 | 29,8 | 35,0 |

Ведущий редактор *З. П. Бондарчук*

Сдано в набор 22/VII 1938 г.

Формат бумаги $70 \times 108\frac{1}{16}$

Колич. тип. знаков в 1 п. л. 66.080

Уполн. Главлита № Б-47052

Техн. редактор *В. В. Мезьер*

Подписано к печати 22/VIII 1938 г.

Уч.-авт. л. 46,33

Тираж 3000 экз.

Заказ № 5157

Типография артели „Советский печатник“, Ленинград, Моховая, 40.

Заготиздат

№ 16

Москва