

**К МЕТОДИКЕ ИСПЫТАНИЯ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ  
ВЕНТИЛЯТОРОВ МЕСТНОГО ПРОВЕТРИВАНИЯ**

Б. М. ТИТОВ

(Представлено проф., докт. техн. наук Балашевым И. А.)

**Постановка вопроса**

Над усовершенствованием пневматических вентиляторов работают заводы-изготовители, проектные организации и научно-исследовательские институты министерств рудной и угольной промышленности. Между этими организациями, особенно подведомственными различным министерствам, как правило, отсутствует должная информация. Испытание вентиляторных агрегатов производится по различным индивидуальным (не опубликованным) методикам, а технико-экономические характеристики приводятся в таком виде, что ими нельзя пользоваться даже при эксплуатационных расчетах. Например, характеристика вентиляторного агрегата ВП-3 приводится [11] следующим образом:

давление сжатого воздуха. . . . .	4—6 <i>ати</i> ;
расход воздуха двигателем. . . . .	1,5 <i>м<sup>3</sup>/мин</i> ;
число сопел турбодвигателя. . . . .	1 шт;
полный напор. . . . .	60—90 <i>мм вод. ст.</i> ;
максимальное число оборотов вала. . . . .	5500 <i>об/мин</i> .

Из этой характеристики непонятно: а) почему при различном рабочем давлении расход воздуха двигателем остается постоянным; б) при каком режиме работы и давлении в пневматической сети вентилятор имеет указанные производительность и напор; в) как можно определить производительность вентилятора при работе на конкретную вентиляционную сеть. Подобным же образом приводятся характеристики пневматических вентиляторов и в других литературных источниках [5, стр. 188], [6, стр. 306].

Отсутствие единой методики испытания и неудачное составление технико-экономических характеристик затрудняет сравнение и усовершенствование вентиляторных агрегатов.

В данной работе с целью информации и обсуждения кратко<sup>1)</sup> излагается методика испытания пневматических вентиляторов, разработанная автором и принятая Томским электромеханическим заводом (ТЭМЗ).

Испытания вентиляторов в зависимости от поставленной цели и места проведения делятся на три группы.

1. Доводочные (лабораторные) испытания, целью которых является снятие полной технической характеристики серийных вентиляторов, экспериментальная доводка опытных образцов и получение исходных данных для проектирования новых машин.

<sup>1)</sup> Более подробно, с иллюстрацией, конкретным числовым примером и оценкой погрешностей результатов испытания эта методика изложена в рукописи автора „Методика испытания пневматических вентиляторов местного проветривания“, хранящейся в библиотеках ТЭМЗа и ТПИ.

2. Контрольные (заводские) испытания, основной целью которых является контроль качества продукции, выпускаемой заводом.

3. Эксплуатационные (шахтные) испытания, при которых проверяется соответствие аэродинамических параметров вентилятора характеристике вентиляционной сети, механическая прочность, износоустойчивость и удобство эксплуатации вентиляторного агрегата в целом.

При доводочных и контрольных испытаниях снимается полностью или частично характеристика вентиляторного агрегата, а при эксплуатационных — характеристика вентиляторной установки.

Типичным представителем современных вентиляторов местного проветривания с пневматическим приводом является вентиляторный агрегат типа ВП-4. Агрегат ВП-4 состоит (рис. 1) из вентилятора с направляющим

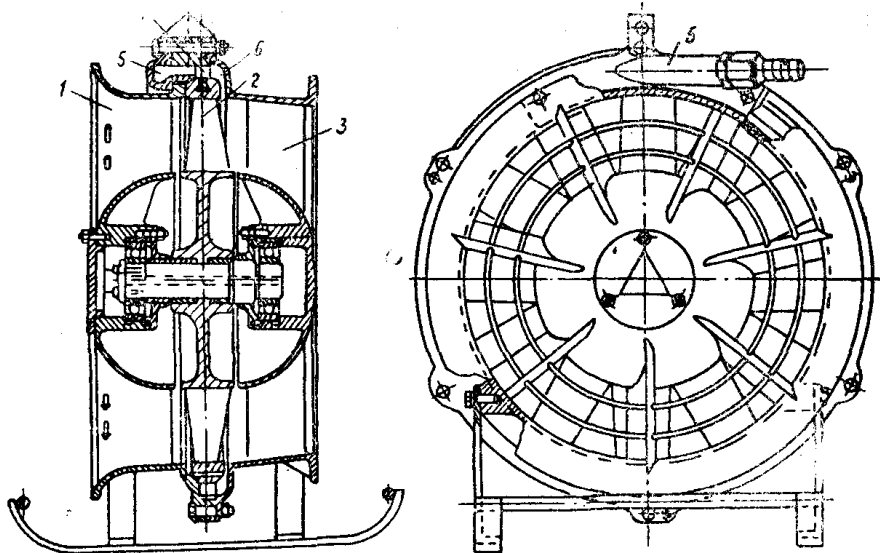


Рис. 1. Разрез вентиляторного агрегата типа ВП-4: 1—направляющий аппарат; 2—рабочее колесо вентилятора; 3—спрямляющий аппарат; 4—турбинка; 5—сопло; 6—канал для сброса воздуха, отработавшего в двигателе.

и спрямляющим аппаратами и пневматического турбодвигателя. Лопатки турбодвигателя размещены на внешней окружности рабочего колеса вентилятора. Сжатый воздух через сопло подводится к турбинке, а отработавший в ней, через щель между корпусом и рабочим колесом сбрасывается в нагнетательный вентиляционный трубопровод.

Постановка опытов и обработка результатов наблюдений иллюстрируются в дальнейшем на результатах испытания вентиляторных агрегатов типа ВП-4 и ВП-4М.

### Доводочные испытания

Доводку опытных машин удобнее всего производить путем сравнения экспериментальных характеристик исходного и модернизированного турбодвигателя, вентилятора и вентиляторного агрегата в целом. Этот метод исследования вентиляторов широко применяется в ЦАГИ.

Аэродинамическая характеристика вентилятора, как известно, снимается в испытательной камере или трубопроводе, причем при правильной постановке опытов, согласно исследованиям, проведенным М. Я. Гембержевским [3], характеристики вентиляторов получаются одинаковыми.

Долгое время считали, что величина напора, развиваемого вентилятором, не зависит от того, работает ли он на всасывание или на нагнетание

[9, стр. 147], а поэтому, учитывая более удобные условия измерения расхода и давления воздуха, испытание вентиляторов предпочитали проводить при работе на всасывание. В действительности же величина полного напора вентилятора, испытанного на нагнетание, получается несколько больше его же напора при испытании на всасывание [8]. В то же время кривые мощности в обоих случаях достаточно хорошо совпадают между собой. Приращение напора объясняется тем, что в нагнетательном трубопроводе неравномерное поле скоростей несколько выравнивается, и разница между средним и действительным динамическим давлением, не учитываемая при испытании на всасывание, перекрывается в дополнительный статический напор вентилятора. Для совмещения положительных сторон обоих методов вентиляторы следует испытывать на всасывание с трубопроводом на нагнетании.

Выравнивание поля скоростей в нагнетательном трубопроводе за центробежными [3, стр. 138] и осевыми (рис. 2) вентиляторами происходит на расстоянии не более трех диаметров ( $D$ ) трубопровода. Дальнейшее увеличение длины трубопровода не дает роста статического и полного давления.

Выравнивание поля скоростей и преобразование динамического напора в статический, естественно, сопровождается потерей давления в нагнетательном патрубке — диффузоре. Методика, разработанная в Гипроуглемаше, для испытания вентиляторов „Проходка — 500“ предусматривает аналитическое вычисление этих потерь и прибавление их к измеренному напору вентилятора. Нам же представляется, что этого делать не следует.

Во-первых, потеря напора в нагнетательном патрубке даже длиной  $5 D$  (согласно методике Гипроуглемаша) не более 1% напора вентилятора и не выходит за пределы возможной максимальной погрешности опытов.

Во-вторых, эту потерю напора считать полезно используемой можно только при работе вентилятора на магнетание.

Расход воздуха турбодвигателем составляет в среднем 4—6% оптимальной производительности вентилятора. Но, указывая производительность вентилятора, прибавлять к ней расход воздуха турбодвигателем не следует, так как: 1) этот воздух не используется для проветривания выработки при работе вентилятора на всасывание, 2) за счет повышенного удельного расхода сжатого воздуха (низкого к. п. д. двигателя) можно искусственно завы-

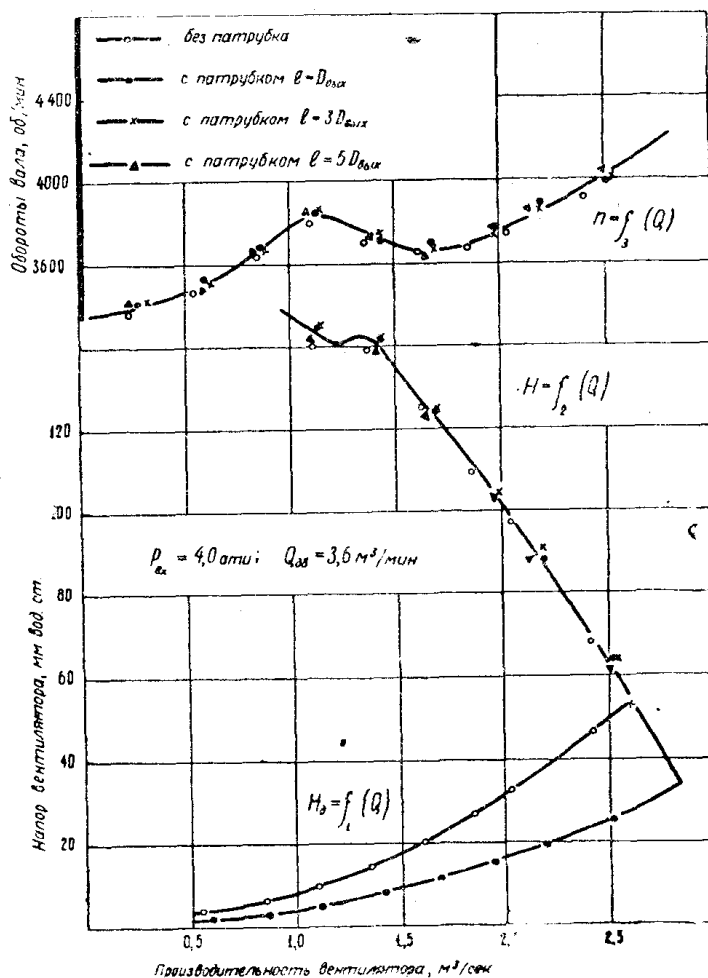


Рис. 2. Влияние длины патрубка-диффузора на характеристику пневматического осевого вентилятора.

силь к. п. д. вентилятора и 3) при сравнительной оценке различных машин прийти к неправильным выводам.

На рис. 3 показан стенд для испытания вентиляторных агрегатов с диаметром всасывающих отверстий не более  $D_h$ . При дросселировании венти-

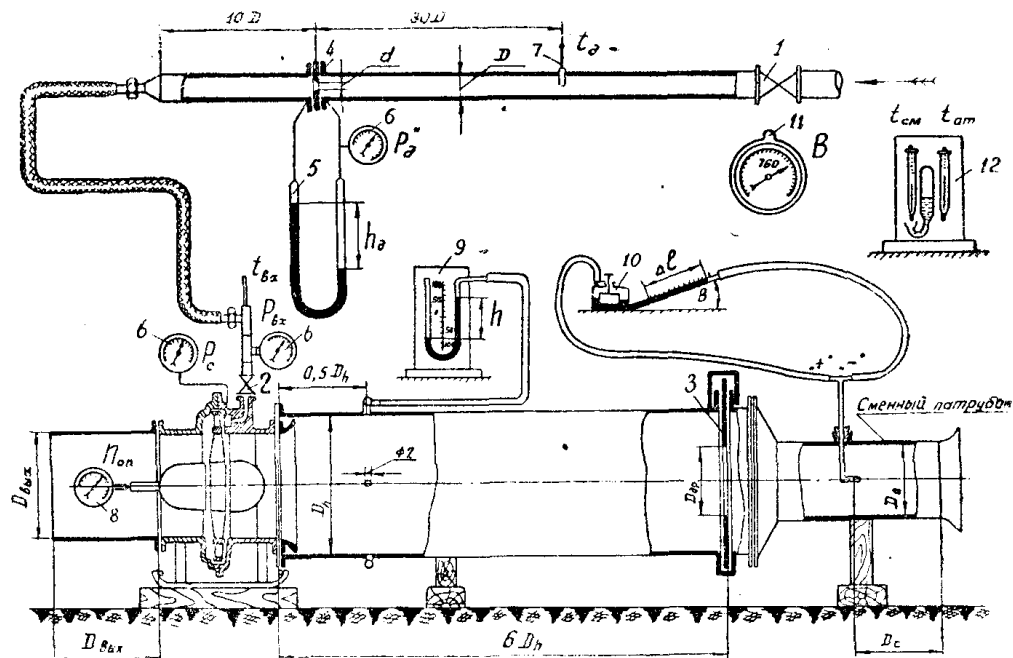


Рис. 3. Стенд для испытания вентиляторного агрегата: 1—регулирующая задвижка; 2—пусковой кран турбодвигателя; 3—регулирующая диафрагма; 4—диафрагма; 5—дифференциальный манометр; 6—манометр; 7—термометр; 8—тахометр; 9—жидкостный манометр; 10—микроманометр; 11—барометр; 12—психрометр.

лятора сетками длина трубопровода от дроссельных диафрагм до места измерения статического давления может быть уменьшена до  $2D_h$  [3]. Если вентилятор не имеет направляющего аппарата или ребер для крепления переднего подшипника и обтекателя, то между ним и измерительными приборами устанавливается спрямляющая решетка шириной  $0,5D_h$ , падение давления в которой прибавляется к измеренному напору вентилятора [1]. Расстояние от коллектора до стены или какого-нибудь предмета, могущего помешать входу воздуха в трубу, должно быть не менее одного калибра ( $D_c$ ), а от выходного сечения патрубка вентилятора до стены не менее трех калибров ( $D_{вх}$ ) трубопровода. Входной патрубок стенда делается сменным и его диаметр выбирается в соответствии с производительностью испытываемого вентилятора.

Для стабилизации температурного режима испытательной установки вентиляторный агрегат должен поработать при постоянном рабочем давлении не менее 30 мин. и только после этого без остановки агрегата приступают к проведению опытов. Рабочее давление  $p_{вх}$  поддерживается постоянной регулирующей задвижкой (рис. 3), пусковой кран турбодвигателя открывается полностью.

Изменение режима работы вентиляторного агрегата производится регулирующими диафрагмами. При каждой диафрагме измеряется расход воздуха турбодвигателем, обороты вала агрегата, производительность и напор вентилятора. Расход сжатого воздуха измеряется с помощью диафрагмы и дифференциального манометра согласно „Правилам № 169“ [10]. Обороты вала можно измерять вибротахометром, но более точные резуль-

чаются, если конец вала<sup>1)</sup> вентилятора вывести наружу и измерение производить счетчиком оборотов с секундомером или тахометром. Производительность и напор вентилятора определяются по методике, принятой в ЦАГИ [1].

Измерительные приборы выбираются с учетом максимально допустимой погрешности экспериментов и проверяются до начала опытов с целью определения систематических ошибок, а по окончании опытов для проверки исправности. В протоколе испытания необходимо указывать заводские номера используемых приборов.

В тех случаях, когда колебание значения измеряемых величин меньше погрешности применяемых измерительных приборов, отсчеты по приборам берутся только один раз, но для исключения промахов опыты проводятся дважды: первый раз при уменьшении эквивалентного отверстия сети; второй раз при увеличении его.

Характеристика вентиляторного агрегата снимается при постоянном рабочем давлении сжатого воздуха и приводится к нормальным условиям опыта:

температуре сжатого и вентиляционного воздуха . . . . . 20°C,  
атмосферному давлению . . . . . 760 мм рт. ст.,  
удельному весу атмосферного воздуха . . . . . 1,2 кг/м<sup>3</sup>.

При приведении характеристики вентиляторного агрегата к нормальным условиям опыта число оборотов вала вентилятора изменяется прямо пропорционально изменению мощности двигателя и обратно пропорционально изменению нагрузки вентилятора

$$n = n_{оп} \sqrt[3]{\frac{N_e}{N}}, \quad (1)$$

где  $n_{оп}$  — число оборотов вала вентилятора при опыте, об/мин;  
 $N_e, N$  — мощность на валу двигателя и вентилятора после приведения их к нормальным условиям опыта, квт.

Как известно, мощность турбодвигателя изменяется прямо пропорционально изменению расхода и удельной работоспособности сжатого воздуха

$$\frac{N_e}{N'_e} = \frac{G_{дв.н} L_{ад.н}}{G_{дв} L_{ад}}, \quad (2)$$

где  $N'_e$  — мощность на валу двигателя при условиях опыта, квт.

Изменение весового расхода сжатого воздуха зависит от его состояния перед входом в турбодвигатель [4, стр. 323].

$$\frac{G_{дв.н}}{G_{дв}} = \frac{p_{вх.н}}{p_{вх}} \sqrt{\frac{T_{вх}}{T_{вх.н}}}, \quad (3)$$

где  $p_{вх.н}, p_{вх}$  — нормальное и действительное абсолютное давление сжатого воздуха, кг/м<sup>2</sup>;

$T_{вх.н}, T_{вх}$  — нормальная и действительная абсолютная температура сжатого воздуха, °К.

Удельная адиабатическая работа воздуха вычисляется по уравнению [4, стр. 81]

$$L_{ад} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} RT_{вх} \left[ 1 - \left( \frac{p_{ат}}{p_{вх}} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right], \quad (4)$$

где  $\kappa$  — показатель адиабаты;  
 $R$  — газовая постоянная, кгм/кгС°;  
 $p_{ат}$  — атмосферное давление, кг/м<sup>2</sup>.

<sup>1)</sup> Конец вала, выведенный наружу, в дальнейшем, при испытании пневматического двигателя, используется для соединения с нагрузочным генератором.

Подставляя значение расхода и удельной работы воздуха в формулу (2),  
имеем

$$N_e = N'_e \frac{p_{вх.н}}{p_{вх}} \sqrt{\frac{T_{вх.н}}{T_{вх}}} \left[ \frac{1 - \left(\frac{p_{ат.н}}{p_{вх.н}}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}{1 - \left(\frac{p_{ат}}{p_{вх}}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \right]. \quad (5)$$

Избыточное давление при опытах поддерживается постоянным, а изменение атмосферного давления по сравнению с избыточным незначительно, поэтому поправка на изменение давления практически равна единице и, следовательно,

$$N_e = N'_e \sqrt{\frac{T_{вх.н}}{T_{вх}}}. \quad (6)$$

Мощность на валу вентилятора изменяется прямо пропорционально изменению удельного веса вентиляционного воздуха

$$N = N' \frac{\gamma_n}{\gamma_{оп}}, \quad (7)$$

где  $N'$  — мощность на валу вентилятора при условиях опыта, кВт;  
 $\gamma_n, \gamma_{оп}$  — нормальный и действительный удельный вес атмосферного воздуха, кг/м<sup>3</sup>.

После подстановки значения мощностей в формулу (1) получаем

$$n = n_{оп} \sqrt[6]{\frac{T_{вх.н}}{T_{вх}}} \sqrt[3]{\frac{\gamma_{оп}}{\gamma_n}}. \quad (8)$$

Весовой и объемный расход воздуха двигателем указывается при нормальных условиях опыта ( $t_{вх} = 20^\circ\text{C}$ ,  $\gamma_n = 1,2 \text{ кг/м}^3$ )

$$G_{дв.н} = G_{дв} \frac{p_{вх.н}}{p_{вх}} \sqrt{\frac{T_{вх}}{T_{вх.н}}}, \quad (9)$$

$$Q_{дв} = \frac{G_{дв.н}}{\gamma_n}. \quad (10)$$

Характеристика вентиляторного агрегата, приведенная к нормальным условиям опыта, изображается графически (рис. 4).

Пересчет характеристики вентилятора на постоянное число оборотов вала не делается, так как это не соответствует нормальному режиму работы вентиляторного агрегата.

С целью разделения к.п.д. агрегата на к.п.д. двигателя и вентилятора дополнительно производится испытание турбодвигателя. Специфической особенностью этого испытания является разделение конструктивно связанных между собой в одно целое рабочих колес двигателя и вентилятора. Для выделения рабочего колеса турбодвигателя лопасти вентилятора заглушаются дисками из кровельного железа (рис. 5).

Нагружать двигатель можно генератором постоянного тока (лучше с независимым возбуждением), мощность которого должна превышать расчетную мощность пневмодвигателя примерно в 1,5 раза. Электроизмерительные приборы, показанные на схеме стенда для испытания двигателя (рис. 6), предназначены только для контроля работы генератора.

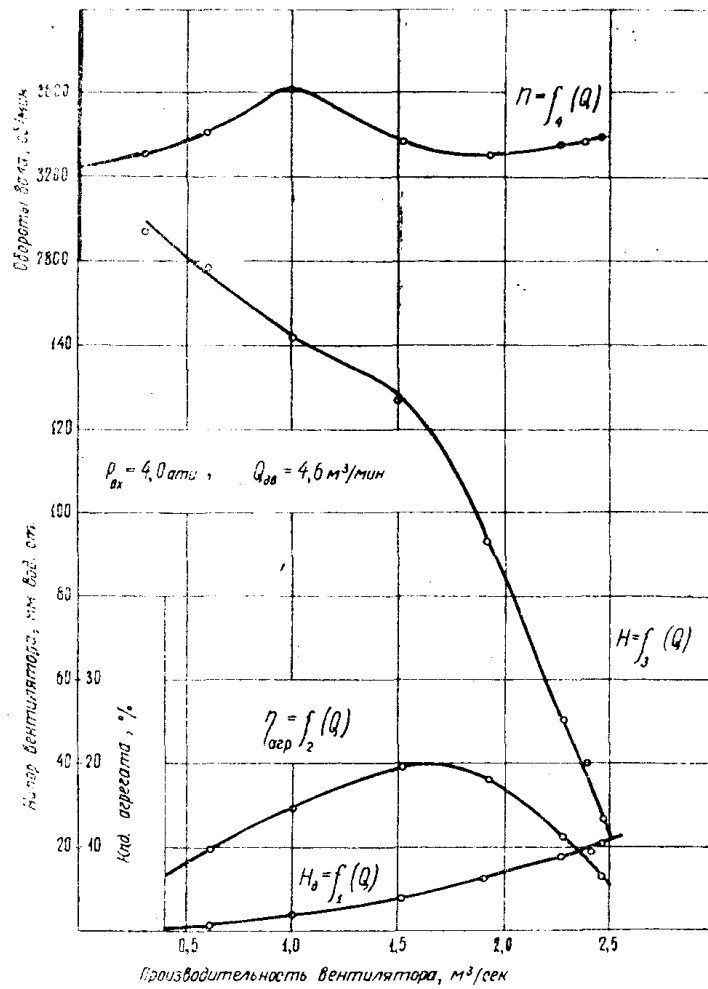


Рис. 4. Характеристика вентилятерного агрегата типа ВП-4.

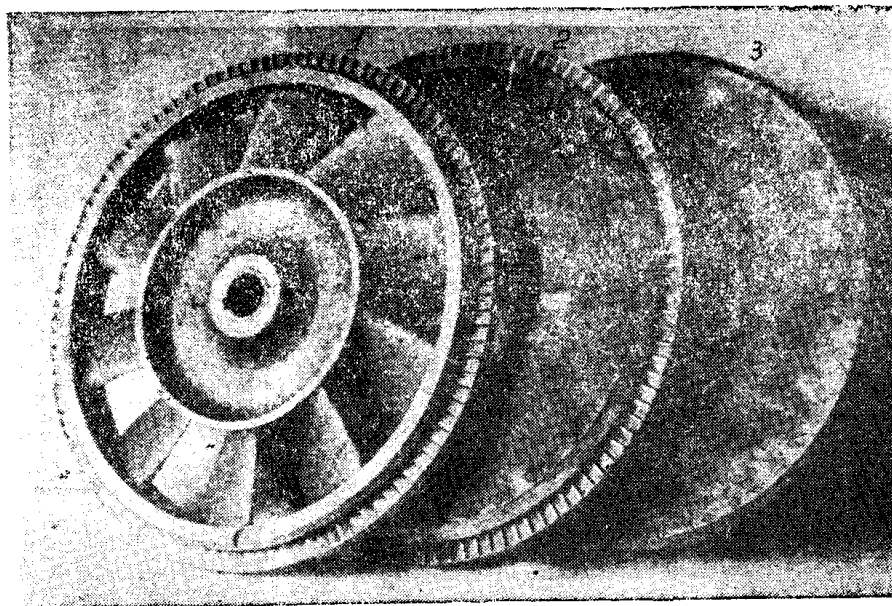


Рис. 5. Рабочие колеса пневматического вентилятерного агрегата: 1—в нормальном исполнении; 2—с заглушенными лопатками вентилятора; 3—с заглушенными лопатками вентилятора и без лопаток турбодвигателя.

Генератор и двигатель соединяются непосредственно. В случае применения редуктора последний должен работать без пробуксовки и иметь постоянные вентиляционные и механические потери. В качестве такого редуктора можно использовать цепную передачу, работающую без масляной ванны.

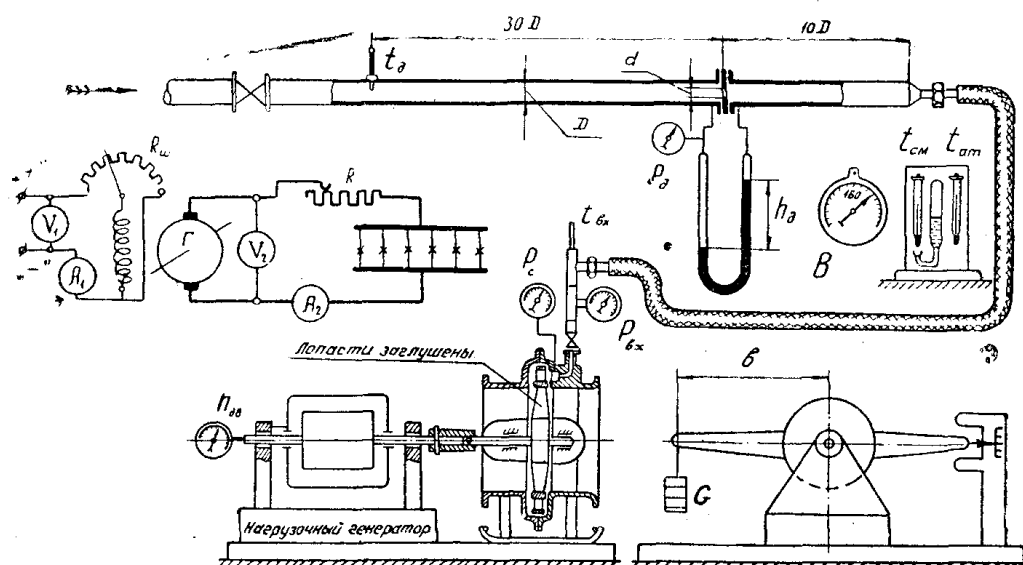


Рис. 6. Стенд для испытания пневматического двигателя.

Нагрузочный генератор подвешивается на балансирном станке, и потребляемая им мощность вычисляется по результатам измерения груза  $G$ , уравновешивающего балансирный станок, и числа оборотов вала пневмодвигателя  $n_{дв}$

$$N_{\Gamma} = \frac{Gbn_{дв}}{975 i} \text{ кВт}, \quad (11)$$

где  $b$  — плечо балансирного станка, м;

$i = \frac{n_{дв}}{n_{\Gamma}}$  — передаточное число редуктора.

Величина мощности измеряется в  $\text{кГм/сек}$ , л.с. или  $\text{квт}$ . Наиболее распространенным, ввиду широкого применения электроэнергии, является измерение мощности в  $\text{квт}$ , поэтому логично мощность генератора и пневматического двигателя выражать в одинаковой размерности, приняв за единицу измерения  $\text{квт}$ .

Балансирный станок при испытании двигателя не измеряет мощность, расходуемую на преодоление вентиляционных и механических потерь в части диска, относящейся к рабочему колесу вентилятора, редукторе и якоре генератора. Поэтому полезная мощность двигателя находится суммированием нагрузки генератора и потерь станка при действительных условиях опыта

$$N_e' = N_{\Gamma} + N_{\text{тр.оп}} \quad (12)$$

Определение вентиляционных и механических потерь станка производится на специальной установке (рис. 7). В качестве двигателя этой установки используется подвешенный на балансирном станке нагрузочный генератор, к которому подводится напряжение от постороннего источника тока. Обороты электродвигателя изменяются реостатами в цепи якоря и возбуждения, а развиваемая им мощность вычисляется по крутящему моменту и



числу оборотов вала. Вольтметр и амперметры предназначены лишь для контроля работы электродвигателя.

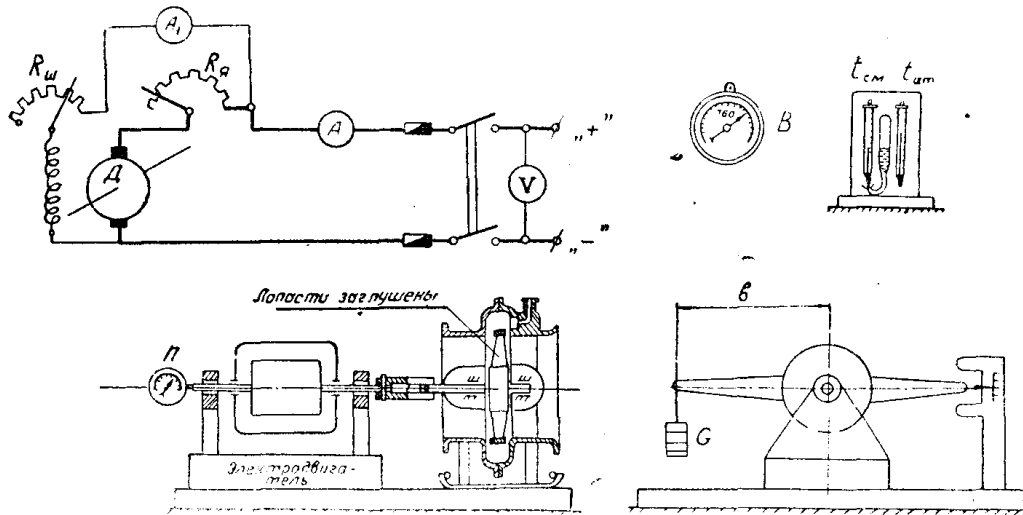


Рис. 7. Установка для определения вентиляционных и механических потерь стенда.

Вначале измеряется мощность, расходуемая двигателем на вращение заглушенного рабочего колеса вентилятора (рис. 5) без лопаток турбодвигателя (вес груза при этих опытах равен  $G'_1$ ), затем рабочее колесо снимается и измеряется мощность, расходуемая на вращение той же установки, но без рабочего колеса (вес груза при этих опытах равен  $G'_2$ ). Разница между мощностью, потребляемой при первом и втором опытах, соответствует вентиляционным потерям в диске рабочего колеса турбодвигателя и вентилятора. Срезать часть диска, относящуюся к рабочему колесу турбодвигателя, нельзя, так как не к чему будет крепить заглушки лопастей вентилятора, поэтому разделение вентиляционных потерь диска производится аналитически

$$N_{mp \cdot \partial} = \frac{bn_{\partial \partial}}{975} (G_1 - G_2) \left( \frac{D_2}{D_1} \right)^5, \quad (13)$$

где  $N_{mp \cdot \partial}$  — вентиляционные потери в части диска, относящейся к рабочему колесу вентилятора, *квт*;

$G_1$  и  $G_2$  — вес груза на чашке весов балансирующего станка, приведенный к нормальным атмосферным условиям и оборотам вала двигателя, *кг*;

$D_1$  — наружный диаметр испытанного диска, *мм*;

$D_2$  — диаметр рабочего колеса вентилятора, *мм*.

Вес груза, уравнивающего балансирующий станок, приводится к нормальным атмосферным условиям и (при испытании с редуктором) к оборотам вала пневматического двигателя по формуле

$$G = G' \frac{\gamma_{н}}{\gamma_{оп}} \frac{1}{i}. \quad (14)$$

Суммируя вентиляционные потери диска вентилятора с мощностью, расходуемой на вращение якоря электродвигателя, редуктора и вала агрегата, получаем потери стенда, приведенные к нормальным условиям опыта

$$N_{mp} = \frac{bn_{\partial \partial}}{975} \left[ G_2 + (G_1 - G_2) \left( \frac{D_2}{D_1} \right)^5 \right]. \quad (15)$$

Вес груза  $G_1$  и  $G_2$ , соответствующий одинаковому числу оборотов вала определяется графически по экспериментальным кривым

$$G_1 = f_1(n_{\text{об}}) \quad (16)$$

и

$$G_2 = f_2(n_{\text{об}}). \quad (17)$$

Перемещение стэнда от вибрации во время опытов недопустимо, так как дополнительный расход энергии на это заметно искажает результаты испытания (рис. 8).

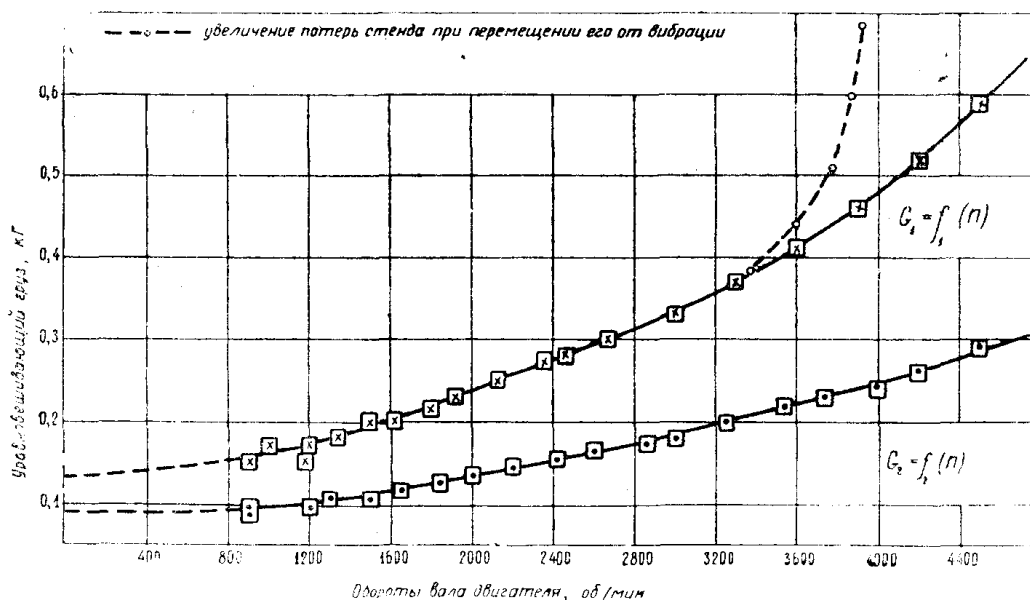


Рис. 8. Вес груза, уравновешивающего балансирный станок при измерении вентиляционных и механических потерь стэнда, приведенный к  $\gamma_H = 1,2 \text{ кг/м}^3$ .

Зависимость вентиляционных и механических потерь стэнда от числа оборотов вала двигателя следует выразить графически (рис. 9).

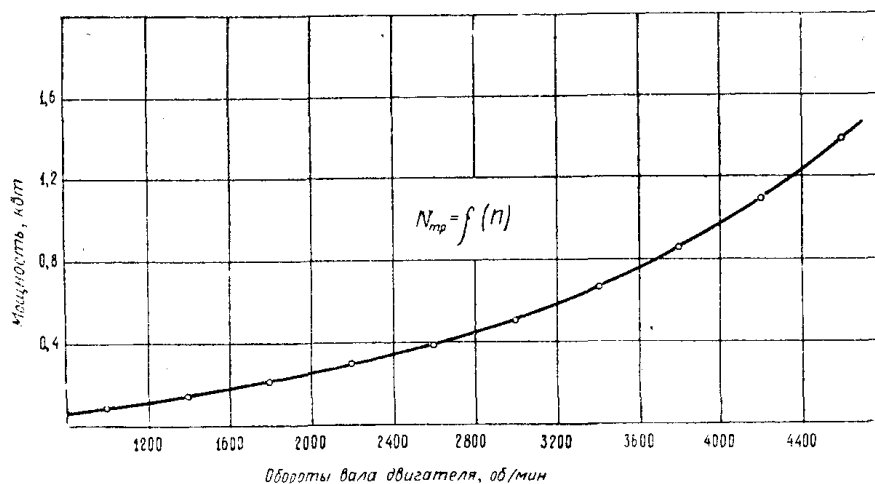


Рис. 9. Вентиляционные и механические потери стэнда, не измеряемые балансирным станком при испытании турбодвигателя.

Для вычисления полезной эффективной мощности двигателя по формуле (12) вентиляционные и механические потери стенда, найденные по кривой рис. 9, приводят к действительным условиям опыта

$$N_{тр.оп} = N_{тр} \frac{\gamma_{оп}}{\gamma_n} \quad (18)$$

На характеристике турбодвигателя (рис. 10) указывается мощность и расход воздуха, приведенные к нормальным условиям опыта по формулам (6), (9) и (10).

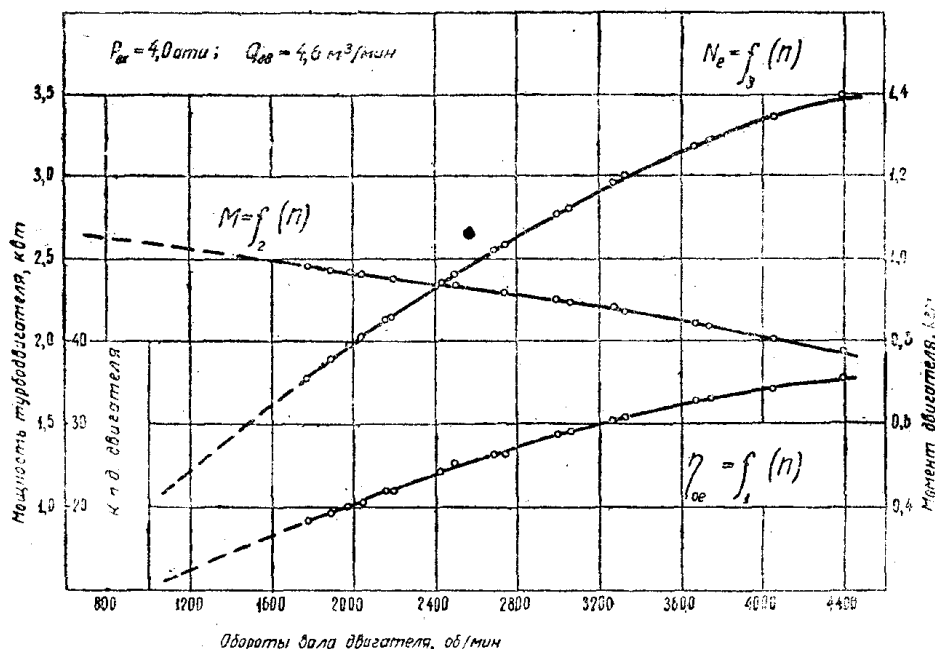


Рис. 10. Характеристика турбодвигателя вентиляторного агрегата типа ВП-4.

По мощности на валу пневмодвигателя вычисляется его относительный эффективный к.п.д.

$$\eta_{оэ} = \frac{N_e}{N_{ад}} \quad (19)$$

и выделяется к.п.д. вентилятора из к.п.д. вентиляторного агрегата

$$\eta_v = \frac{\eta_{агр}}{\eta_{оэ}} \quad (20)$$

К.п.д. вентилятора с меньшей погрешностью вычисляется как отношение его полезной (аэродинамической) мощности к мощности на валу турбодвигателя, взятых при одинаковом числе оборотов вала агрегата

$$\eta_v = \frac{N_n}{N_e} \quad (21)$$

Максимальный к.п.д. вентилятора находится графически (рис. 11) по кривой  $\eta_v = f(Q)$ .

Испытание вентилятора при постоянном числе оборотов приводит к искажению действительного режима его работы, а поэтому не рекомендуется.

## Контрольные испытания

Качество изготовления деталей вентиляторного агрегата контролируется в процессе производства, а технико-экономические параметры—на испытательной станции. Методика контроля размеров, плотности и прочности готовых деталей не входит

в нашу задачу, поэтому ниже рассматривается лишь контроль аэродинамических параметров серийных вентиляторных агрегатов.

Рабочее колесо вентилятора, лопасти турбодвигателя и корпус агрегата отливаются по моделям, поэтому можно считать, что эти детали изготавливаются совершенно одинаковыми. Сопло турбодвигателя изготавливается разборным, каналы его фрезеруются и в последующем доводятся до нужных размеров вручную. Вал агрегата вращается в подшипниках качения. Таким образом, наиболее вероятной причиной расхождения аэродинамических параметров серийных вентиляторных агрегатов может быть не-

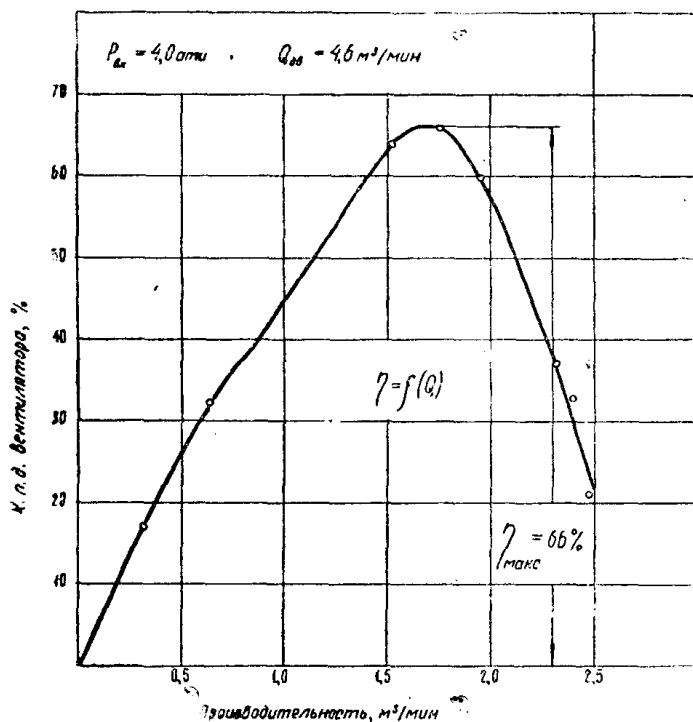


Рис. 11. Зависимость к. п. д. от производительности вентилятора ВП-4.

качественное изготовление сопел или дефекты в сборке агрегата.

Расход воздуха через сопло при перепаде давления выше критического<sup>1)</sup> не зависит от того, как оно испытывается—изолировано или в собранном двигателе, поэтому испытание сопел на плотность и расход воздуха рекомендуется проводить до сборки вентиляторного агрегата.

Мощность турбодвигателя, согласно нашим исследованиям, значительно зависит от зазора между косым срезом сопла и лопатками двигателя, поэтому при сборке вентиляторного агрегата этот зазор необходимо выдерживать с погрешностью не более  $\pm 0,5 \text{ мм}$ .

Предварительная проверка точности изготовления деталей, плотности соединений и расхода воздуха соплом позволяет значительно упростить контрольное испытание вентиляторных агрегатов. В этом случае контрольное испытание можно ограничить сравнением при одинаковом режиме работы числа оборотов вала испытываемого вентиляторного агрегата с числом оборотов вала эталонного экземпляра. Пример зависимости числа оборотов вала агрегата от давления воздуха, подводимого к двигателю, приведен на рис. 12. Максимальная поправка к числу оборотов вала вентиляторного агрегата вследствие изменения температуры сжатого воздуха и атмосферных условий обычно не превышает  $\pm 3,0\%$ , поэтому для упрощения контроль-

1) Для воздуха критический перепад давления равен  $\frac{P_{\text{вх}}}{P_{\text{атм}}} \geq 0,528$ .

ных испытаний ею пренебрегают. Постоянный режим работы вентилятора наиболее просто получается испытанием его без вентиляционного трубопровода.

Полному испытанию следует подвергать лишь часть (не менее трех штук) произвольно выбранных серийных машин, осредненная характеристика которых и указывается в паспорте вентиляторного агрегата. Составление характеристики вентиляторного агрегата по результатам испытания опытных или тщательно изготовленных образцов приводит к занижению или завышению действительных технико-экономических показателей работы серийных машин.

### Эксплуатационные испытания

В эксплуатационных условиях следует проверять только те показатели работы вентиляторов местного проветривания, которые не могут быть достоверно изучены в лаборатории, а именно: правильность выбора расчетных аэродинамических параметров вентиляторного агрегата, прочность и износоустойчивость его конструкции, удобство обслуживания и транспортирования по горным выработкам. Снимать в шахте характеристику вентилятора бессмысленно, так как аэродинамические условия его работы не отличаются от лабораторных, а производственная обстановка и связанные с ней трудности испытания лишь увеличивают погрешность получаемых результатов.

В шахтных условиях испытывается по существу не вентилятор, а вентиляторная установка в целом, т. е. вентиляторный агрегат в сочетании с трубопроводом. Испытывать вентиляторную установку нужно в том состоянии, в котором она находится в действительных условиях эксплуатации, т. е. с учетом состояния вентиляционных труб и дефектов монтажа трубопровода, а истинные значения искомых величин вычислять как средние арифметические из результатов испытания нескольких одинаковых вентиляторных установок.

Производительность вентилятора, работающего на нагнетание, удобно измерять по разрежению за коллектором, а количество воздуха, доходящее до забоя, — чашечным анемометром с секундомером. Методика измерения производительности вентилятора по разрежению за коллектором описана М. Я. Гембержевским [3], а величина коэффициентов расхода для различ-

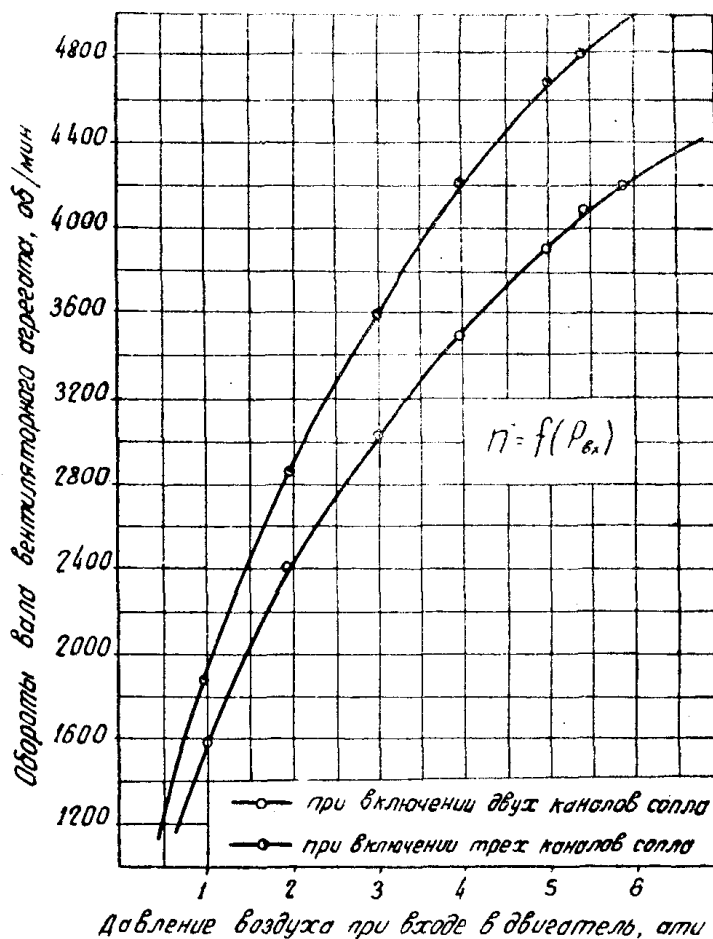


Рис. 12. Зависимость числа оборотов вала вентиляторного агрегата от рабочего давления сжатого воздуха.

ных коллекторов, с учетом мест отбора статического давления определена В. И. Хонжаковым [12]. Методика измерения расхода воздуха анемометром является общеизвестной. Эти же способы измерения расхода воздуха применяются при работе вентилятора на всасывание с патрубком-диффузором на нагнетании.

Измерение статического давления в трубопроводе производится жидкостным манометром или микроманометром через патрубок, заделанный заподлицо в стенку трубопровода, или специальный насадок, показанный на рис. 13.

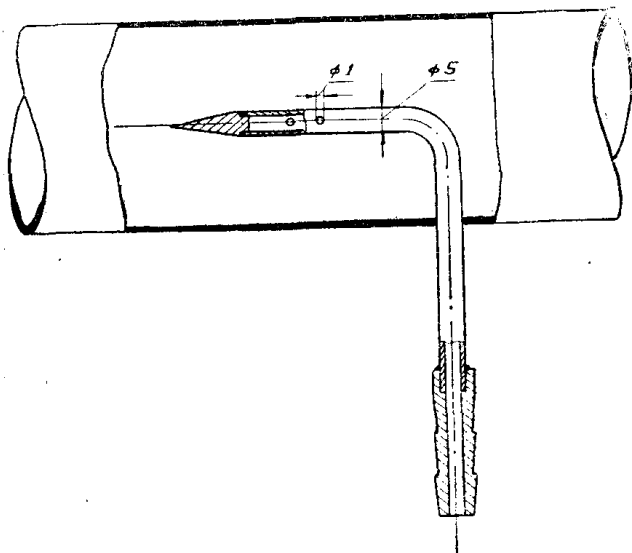


Рис. 13. Трубка статического давления.

Измерив производительность, напор и количество воздуха, подаваемого вентилятором в забой, определяют утечку (или подсос) воздуха, действительное сопротивление трубопровода и сравнивают их с расчетными величинами.

Качество проветривания тупиковой выработки проверяется по анализу проб воздуха, которые набираются в соответствии с инструкцией к правилам безопасности в угольных и сланцевых шахтах [7, стр. 92].

Испытывать вентиляторную установку нужно при нормальной и форсированном режимах работы (после взрывания шнуров) постепенном удлинении трубопровода до максимальной расчетной длины тупиковой выработки. Если окажется, что аэродинамические параметры вентилятора не соответствуют предъявляемым к нему требованиям, то необходимо определить, на какую же производительность и напор следует проектировать вентиляторный агрегат для заданных эксплуатационных условий.

Механическая прочность и износоустойчивость конструкции вентиляторного агрегата, удобство его обслуживания и транспортирования по выработкам определяется в процессе эксплуатации (не менее 3 месяцев) контрольной разборкой, осмотром и опросом обслуживающего персонала с составлением соответствующих актов. В эти акты включаются также замечания производителей по конструкции вентиляторного агрегата.

### Указания к обработке результатов наблюдений

Точность результатов опыта обуславливается выбором методики испытания, качеством изготовления стенда, погрешностью применяемых измерительных приборов и опытом экспериментатора. Определяя частные ошибки отдельных измерений и суммируя их по определенным правилам [2], можно установить максимально возможную и наиболее вероятную ошибку результата. При этом существенное значение имеет принцип раздельного изучения источников ошибок. Он дает возможность заранее определить факторы, приводящие к наибольшей ошибке результата, обратить на них особое внимание в процессе постановки опытов и тем самым уменьшить погрешность эксперимента.

Чувствительность приборов, применяемых для испытания вентиляторного агрегата, обычно меньше изменения измеряемых величин, поэтому по-

казания последних при каждом опыте остаются постоянными. Учитывая выше изложенное, максимально возможная погрешность отсчета измеряемой величины принимается равной половине цены деления шкалы прибора, и в соответствии с этим в дальнейшем устанавливаются погрешности величин, находимых по таблицам и графикам. Для исключения систематических погрешностей приборов их показания корректируются по тарифовочным кривым. Проверка измерительной аппаратуры производится по образцовым приборам (желательно класса 0,35). Точность построения тарифовочных кривых должна быть не менее  $\pm 0,5\%$  откладываемой величины.

Математические действия с числами производятся на логарифмической линейке длиной 25 см, а получаемые результаты округляются согласно правилам действия с приближенными числами [13].

Выбор масштабов для графического выражения результатов испытания производится в соответствии с рекомендациями М. Е. Блантера [2, стр. 108].

## Выводы

1. Для достоверного сравнения различных типов пневматических вентиляторов испытание их и обработку результатов наблюдений следует проводить по единой методике.

2. Аэродинамическую характеристику пневматических вентиляторов необходимо указывать графически для наиболее характерных рабочих давлений в пневматической сети с разделением максимального к.п.д. вентиляторного агрегата на к.п.д. двигателя и вентилятора.

3. Характеристику вентиляторного агрегата, снятую при постоянном рабочем давлении в пневматической сети, необходимо приводить к нормальным параметрам вентиляционного и сжатого воздуха ( $\gamma_n = 1,2 \text{ кг/м}^3$ ,  $t_{ex} = 20^\circ\text{C}$ ) по предлагаемой нами методике.

4. Изображение аэродинамической характеристики вентиляторного агрегата таблицей по принципу „от и до“ не позволяет правильно судить о технико-экономических показателях его работы, поэтому такой способ указания характеристики следует считать неудачным.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Атлас вентиляторов и дефлекторов. Аэродинамические схемы и опытные характеристики. Под редакцией К. А. Ушакова, Труды ЦАГИ, № 172, 1934.
2. Блантер М. Е. Методика исследования металлов и обработки опытных данных. Металлургиздат, 1952.
3. Гембержевский М. Я. Испытание центробежных вентиляторов в трубопроводах. Промышленная аэродинамика. Сборник № 4. Издание Бюро научной информации, 1953.
4. Жирецкий Г. С. Авиационные газовые турбины. Оборонгиз, 1950.
5. Жумахов И. М. Шахтные вентиляторы. Углетехиздат, 1951.
6. Ильичев А. С. Собрание трудов, т. I. Рудничные пневматические установки. Углетехиздат, 1953.
7. Инструкция к правилам безопасности в угольных и сланцевых шахтах. Углетехиздат, 1952.
8. Невельсон М. И. Центробежные вентиляторы. Госэнергоиздат, 1954.
9. Поликовский В. И. Вентиляторы, воздуходувки, компрессоры. Машигиз, 1938.
10. Правила № 169 по измерению расхода жидкостей, газа и пара при помощи сопел и диафрагм и руководящие указания к правилам № 169. Главное управление мер и весов, 1938.
11. Рудничные осевые пневматические вентиляторы. обособленного проветривания ВП-3. Инструкция по эксплуатации и уходу, Кривой Рог, 1949.
12. Хонжаков В. И. Аэродинамические характеристики коллекторов. Промышленная аэродинамика. Сборник № 4. Издание Бюро научной информации, 1953.
13. Яковлев К. П. Математическая обработка результатов измерений. Государственное издательство техник-георетической литературы. Москва, 1953.