Записки Ленинградского орденов Ленина и Трудового Красного Знамени горного института им. Г. В. Плеханова, т. XLVI, вып. 1, 1962 г.

РАСЧЕТ ВОЗДУХОПРОНИЦАЕМЫХ ЖЕСТКИХ ТРУБОПРОВОДОВ

В. С. Вепров

Расчет шахтных воздухопроводов аналитическими и графоаналитическими способами сводится в основном к определению двух величин: 1) утечек воздуха или доставочного коэффициента η; 2) напора h, который необходимо создать, чтобы к концу става труб поступало заданное количество воздуха $Q_{заб}$. Предложено много формул для подсчета этих величин. А. И. Швырков на основании теоретических исследований движения воздуха в воздухопроницаемых трубопроводах установил функциональную зависимость между величинами η и h [1]

$$h = Q_в^2 \sqrt[3]{\left(\frac{1}{2}\frac{rm}{k}\right)^2 (1-\eta^3)^2}, \tag{1}$$

где $R_{тр}$ — сопротивление воздухопроницаемого трубопровода,

$$R_{тр} = \sqrt[3]{\left(\frac{1}{2}\frac{rm}{k}\right)^2 (1-\eta^3)^2}; \tag{2}$$

η — его доставочный коэффициент,

$$\eta = \frac{Q_{заб}}{Q_в};$$

r — удельное сопротивление воздухопровода, $k\mu$;
m — длина одной трубы, $м$;
k — коэффициент воздухопроницаемости стыков труб;
$Q_в$ — производительность вентилятора или количество воздуха, поступающего в воздухопровод.

Значение η рекомендуется определять из выражения

$$\varphi = \frac{\pi}{6\sqrt{3}} - \frac{1}{\sqrt{3}} \operatorname{arctg} \frac{1+2\sqrt[3]{1-\eta^3}}{\sqrt{3}} + \\ + \frac{1}{3} \ln \frac{\sqrt{1+\sqrt[3]{1-\eta^3}+\sqrt[3]{(1-\eta^3)^2}}}{1-\sqrt{1-\eta^3}}, \tag{3}$$

$$\varphi = L \sqrt[3]{\frac{r}{2}\left(\frac{k}{m}\right)^2};$$

где L — длина воздухопровода.

Для практических расчетов А. И. Швырков приводит таблицу значений

$$\eta = f(\varphi) \text{ и } \psi = \frac{R_{тр}}{R_0} = \frac{\sqrt[3]{(1-\eta^3)^2}}{2\varphi},$$

где R_0 — сопротивление плотного воздухопровода.

Расчетные формулы (1) и (3) получены при совместном решении двух дифференциальных уравнений: уравнения Д. Бернулли для движения воздуха по горизонтальному трубопроводу и уравнения закона просачивания воздуха через стыки труб. Эти уравнения, как признает и А. И. Швырков, не могут быть до конца решены. Поэтому h и η, подсчитанные по формулам (1) и (3), следует считать приближенными.

Решение двух систем уравнений в дифференциальной форме дано и В. Мишленом [6]. В результате совместного решения этих систем он получил функциональную зависимость при турбулентном законе просачивания воздуха через неплотности соединений труб

$$\frac{1}{\eta} = \frac{Q_в}{Q_{заб}} = f(Lt),$$

где

$$t = \sqrt[3]{\frac{r}{2}\left(\frac{k}{m}\right)^2}.$$

Эта зависимость аналогична зависимости А. И. Швыркова.

Для практических расчетов В. Мишлен приводит таблицу значений $\frac{Q_в}{Q_0}$, $\frac{h_в}{h_0}$ и $\frac{W_в}{W_0}$ в зависимости от Lt (Q_0 и $Q_в$, h_0 и $h_в$, W_0 и $W_в$ — дебит, напор и потребляемая мощность вентилятора при работе на воздухонепроницаемый и воздухопроницаемый трубопроводы).

А. Ф. Воропаев, исследуя изменение количества воздуха и напора в воздухопроницаемом трубопроводе при одинаковой плотности соединений труб по длине, вывел зависимость [2]

$$h = R_0 \eta Q_в^2, \tag{4}$$

где

$$\lg \eta = -\frac{L\sqrt[3]{r\left(\frac{k}{m}\right)^2}}{4}. \tag{5}$$

В. Н. Воронин [3] предлагает пользоваться при подсчете величин h и η следующими формулами:

$$h = R_0 Q_{заб} Q_в, \tag{6}$$

$$p = \left(\frac{1}{3}\frac{k}{m} L \sqrt{R_0} + 1\right)^2, \tag{7}$$

где

$$p = \frac{1}{\eta}.$$

Иногда депрессию воздухопроницаемых трубопроводов совершенно необоснованно подсчитывают по среднеарифметическому количеству воздуха [4, 5]

$$h = R_0\left(\frac{Q_{заб} + Q_в}{2}\right)^2 \tag{8}$$

или при определении h в трубопроводах с непрерывной раздачей по пути пользуются гидравлической формулой

$$h = R_0 (Q_{заб} + 0{,}55 Q_{ут})^2, \tag{9}$$

где $Q_{ут}$ — утечки воздуха в воздухопроводе, $Q_{ут} = Q_в - Q_{заб}$.

Если подставить значение $Q_{ут}$ в формулу (9), получим

$$h = R_0 (0{,}45 Q_{заб} + 0{,}55 Q_в)^2. \tag{9'}$$

Формула (9) выведена в предположении, что утечки воздуха по длине трубопровода распределяются равномерно. В действительности же утечки воздуха через неплотности соединений пропорциональны корню квадратному из статического напора в данном сечении. Величина напора по длине воздухопровода изменяется от $h_в$ до 0. Следовательно, в начале трубопровода, у вентилятора, утечки воздуха будут максимальными (при одинаковой плотности соединений труб). По мере удаления от вентилятора они уменьшаются и становятся равными нулю в конце сети.

В. Шмидт при расчете воздухопроницаемых трубопроводов пользуется графоаналитическим методом [7]. Воздухопровод разбивается на участки длиной по 100 *м*. Равномерно распределенные неплотности на каждом участке условно заменяются одной эквивалентной неплотностью $A_н$ с равнозначной потерей воздуха f. Начиная от забоя подсчитываются утечки воздуха на каждом участке трубопровода $Q_{ут_i}$. Затем определяется

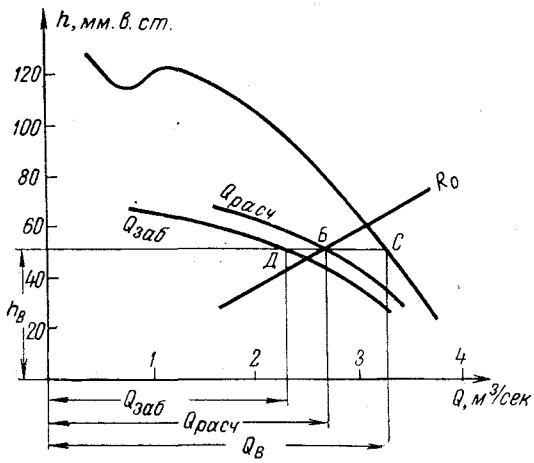


Рис. 1. Определение производительности и напора вентилятора, работающего на воздухопровод, по В. Шмидту [7]

$$Q_{расч} = \left(Q_в - 0{,}6 \sum_1^n Q_{ут}\right) = Q_{заб} + 0{,}4 \sum_1^n Q_{ут}$$

и устанавливается зависимость $Q_в = KQ_{расч}$, по которой строится кривая, аналогичная характеристике вентилятора (рис. 1). Ордината точки *Б* пересечения кривой с характеристикой R_0 определяет величину напора вентилятора $h_в$. Точка *С* пересечения прямой равных напоров $h_в$ с характеристикой вентилятора определяет его режим работы

$$h_с = h_б = h_в \text{ и } Q_с = Q_б + Q_{бс} = \left(Q_{заб} + 0{,}4 \sum_1^n Q_{ут}\right) + 0{,}6 \sum_1^n Q_{ут} = Q_в.$$

Количество воздуха, поступающего в забой, определяется абсциссой точки *Д*

$$Q_д = Q_б - Q_{бд} = \left(Q_{заб} + 0{,}4 \sum_1^n Q_{ут}\right) - 0{,}4 \sum_1^n Q_{ут} = Q_{заб}.$$

Разработанный В. Шмидтом графоаналитический метод расчета воздухопроницаемых трубопроводов очень трудоемок, особенно при определении потерь воздуха в трубопроводах длиной 400 *м* и более. Определяя потери воздуха, В. Шмидт принимает постоянным место положения эквивалентной неплотности в стометровых участках трубопровода, считая при этом, что коэффициент потерь f постоянен.

В действительности же значение f увеличивается с увеличением порядкового номера участка воздухопровода (считая от забоя). Величину эквивалентного отверстия неплотностей $A_н$, принимаемую постоянной по длине трубопровода, рекомендуется определять в первом участке сети. Но в этом случае величина утечки воздуха в трубопроводе или коэффициент потерь f имеет минимальное значение.

Следовательно, подсчитанные по f_{min} или $A_{н min}$ утечки воздуха в трубопроводе $\sum_1^n Q_{ут}$ будут значительно меньше действительных. Найденный режим работы вентилятора $Q_в = Q_{заб} + \sum_1^n Q_{ут}$ и $h_в$ не обеспечит подачу необходимого количества воздуха $Q_{заб}$.

В результате исследования движения воздуха в жестких воздухопроводах с квадратичными утечками в стыках труб нами установлена функциональная зависимость

$$h = R_{тр} Q_в^2 \text{ или } h = R_{тр} \left(\frac{Q_{заб}}{\eta} \right)^2, \tag{10}$$

где

$$\eta = f\left(L \sqrt[3]{r \left(\frac{k}{m} \right)^2} \right); \tag{11}$$

$$R_{тр} = rL\,(0{,}59\eta + 0{,}41)^2 \text{ при } \eta \geqslant 0{,}35; \tag{12}$$

$$R_{тр} = rL\,(0{,}72\eta + 0{,}125) \text{ при } \eta < 0{,}35. \tag{12'}$$

Из (12) и (12′) следует, что сопротивление воздухопровода возрастает с увеличением его длины и доставочного коэффициента. Но при наращивании става доставочный коэффициент падает.

Следовательно, на величину $R_{тр}$ влияют одновременно два совершенно противоположных по действию фактора: приращение длины, которое увеличивает сопротивление, и дополнительные неплотности или утечки воздуха на наращиваемом участке, которые уменьшают его.

Характеристики воздухопроницаемых трубопроводов, построенные в осях координат R и L, показывают, что начиная с длины $L_{кр}$, при которой $\eta = 0{,}3$, сопротивление воздухопровода остается практически постоянным. Увеличение длины воздухопровода оказывает влияние только на количество воздуха, поступающего к его концу.

Предельные значения сопротивления воздухопровода R_{max} находятся из выражения

$$\frac{1}{\sqrt{R_{max}}} - \frac{1}{\sqrt{R_{max} + R_1}} = k, \tag{13}$$

где R_1 — сопротивление одной трубы.

Уравнение (13) надо решать графически или подбором значений R_{max}.

Доставочный коэффициент в (10) и (12) при определенной величине $L \sqrt[3]{r \left(\frac{k}{m} \right)^2}$ имеет следующие значения:

η	1	0,977	0,925	0,808	0,680	0,568	0,473
$L \sqrt[3]{r \left(\frac{k}{m} \right)^2}$	0,00	0,10	0,25	0,50	0,75	1,00	1,25
η	0,393	0,320	0,262	0,212	0,176	0,144	0,120
$L \sqrt[3]{r \left(\frac{k}{m} \right)^2}$	1,50	1,75	2,00	2,25	2,50	2,75	3,00

По этим данным построен график рис. 2 (кривая *I*). Максимальное отклонение сравниваемых кривых (а следовательно, и расхождение значений η) в пределах изменения $0 \leqslant L \sqrt[3]{r \left(\frac{k}{m} \right)^2} \leqslant 3$ составляет 50%.

Расчетные формулы (1), (4), (6), (8), (9) и (10), связывающие основные величины R, Q и h для воздухопроницаемых трубопроводов, можно привести к одному виду

$$h = R_0 \psi Q_в^2, \tag{14}$$

где

$$\psi = f(\eta). \tag{15}$$

Функциональная зависимость (14) в осях координат h и Q есть парабола, проходящая через начало координат. Она является, очевидно, характеристикой воздухопроницаемого трубопровода

$$R_{тр} = R_0 \psi \text{ или } R_{тр} = rLf(\eta). \tag{16}$$

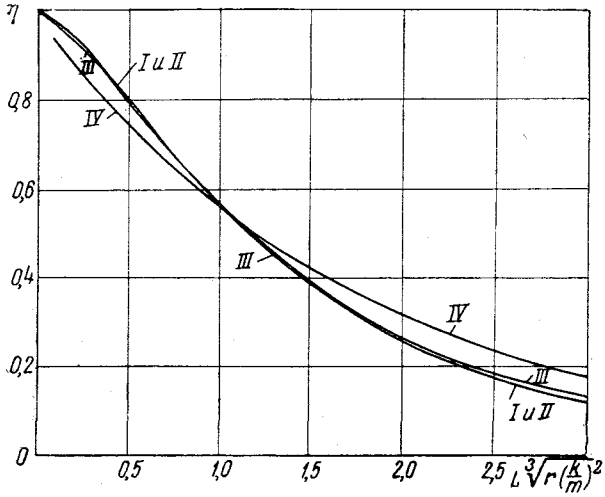


Рис. 2. Общая характеристика подачи воздуха $\eta = f\left[L\sqrt[3]{r\left(\frac{k}{m}\right)^2}\right]$ жестких воздухопроводов:

I — по автору; *II* — по формуле (3); *III* — по формуле (7); *IV* — по формуле (5)

Кривые зависимости (15) дают представление (рис. 3) о величине расхождения значений $R_{тр}$ и h при расчете воздухопроводов по формулам (1), (4) или (6), (8), (9) и (10). По этим формулам рассчитаны два воздухопроницаемых трубопровода длиной $L = 1000$ *м*, диаметром $d = 0{,}5$ *м*, длиной звена $m = 3$ *м* и удельным сопротивлением $r = 0{,}073$ *кμ* при $Q_в = 5$ *м³/сек*;

по формулам	(1)	(4) и (6)	(8)	(9)	(10)	$\eta = 0{,}4$; $Q_{заб} = 2$ *м³/сек*
$R_{тр}$, *кμ*	3,0	29,3	35,8	39,0	30,7	
h, *мм вод. ст.*	756	731	895	972	766	
по формулам	(1)	(4) и (6)	(8)	(9)	(10)	$\eta = 0{,}2$; $Q_{заб} = 1$ *м³/сек*
$R_{тр}$, *кμ*	19,6	14,6	26,3	30,0	19,7	
h, *мм вод. ст.*	490	365	658	750	492	

Таким образом, максимальные расхождения между значениями $R_{тр}$ и h при $\eta = 0{,}4$ составляют 33%, а при $\eta = 0{,}2$ достигают 106%.

Существующие формулы для подсчета депрессии и утечек воздуха в воздухопроницаемых жестких трубопроводах дают различные результаты и делают расчет проветривания тупиковых выработок при проходке с помощью вентиляторов и вентиляционных труб ненадежным.

Возможность практического использования предлагаемого способа расчета воздухопроницаемых жестких воздухопроводов установлена

специальными исследованиями движения воздуха в воздухопроницаемой аэродинамической трубе. Железная труба диаметром $d = 0{,}1$ *м* и длиной $l = 13{,}5$ *м* собиралась из трех звеньев по 4,5 *м* каждое. Для определения количества воздуха, проходящего по трубе, были оборудованы две замерные станции: первая в начале трубопровода — в 2,5 *м* ($25d_{тр}$) от спрямляющей решетки, вторая — в конце. Сечение трубы в замерных станциях разбивалось на шесть равновеликих концентрических кольцевых площадей. По двум взаимно перпендикулярным диаметрам на средних линиях кольцевых площадок замерялся скоростной напор $h_{ск}$ (в каждой окружности четыре раза) при помощи воздухомерных трубок, изготовленных из игл медицинского шприца. Трубки перемещались по диаметру трубы с помощью специального приспособления. Положение воздухомерной трубки фиксировалось по железной линейке с миллиметровой шкалой.

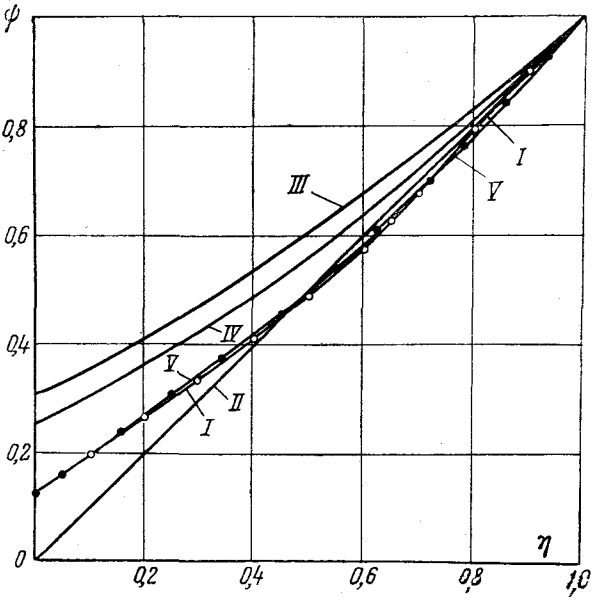


Рис. 3. Функциональная зависимость $\psi = f(\eta)$ жестких воздухопроводов:

$I - \psi = \frac{\sqrt[3]{(1-\eta^3)^2}}{2\varphi}$ по А. И. Швыркову; $II - \psi = \eta$ по В. Н. Воронину и А. Ф. Воропаеву; $III - \psi = (0{,}45\eta + 0{,}55)^2$ по формуле (9); $IV - \psi = (0{,}5\eta + 0{,}5)^2$ по формуле (8); $V - \psi = (0{,}59\eta + 0{,}41)^2$ при $\eta \geqslant 0{,}35$ и $\psi = 0{,}72\eta + 0{,}125$ при $\eta < 0{,}35$ по автору

По среднему значению $h_{ск}$ из четырех замеров подсчитывалась средняя скорость движения воздуха $v_{ср_i}$ в каждом кольцевом сечении трубы. По $v_{ср_i}$ и площади равновеликой площадки dS_i подсчитывался расход воздуха $Q_i = v_{ср_i} dS_i$. Общее количество воздуха, проходящего в данном сечении трубы, — арифметическая сумма расходов кольцевых площадок

$$Q_{общ} = \sum_{1}^{6} v_{ср_i} dS_i.$$

Одновременно с обходом сечения трубы измерялся скоростной напор в контрольной точке замерной станции *1* $h_{ск_1}$ и в центре трубы замерной станции *2* $h_{ск_2}$. Пересчетом определялась скорость движения воздуха в контрольных точках замера $v_{к_1}$ и $v_{к_2}$.

Как известно,

$$h_{ск} = \frac{v^2}{2g}\gamma,$$

откуда

$$v = \sqrt{\frac{2gh_{ск}}{\gamma}}, \; м/сек,$$

где γ — удельный вес воздуха, $кг/м^3$,

$$\gamma = 0{,}461\frac{B}{T};$$

B — атмосферное давление, *мм рт. ст.*;
T — абсолютная температура воздуха во время замера.

В дальнейшем количество воздуха в начале и конце трубы определялось по коэффициенту расхода

$$k = \frac{v_к}{Q_{общ}} = 152{,}5.$$

В одной плоскости с концами воздухомерных трубок замерной станции *1* в стенке трубы просверливались три отверстия диаметром по 2 *мм*, смещенные одно от другого на 90°. Образовавшиеся от просверливания отверстий заусенцы тщательно удалялись. Снаружи отверстия рассверливались до половины толщины трубы и в них вставлялись с последующей запайкой металлические трубки, которые служили насадками для измерения статического напора $h_{ст}$. На расстоянии 100 *мм* от насадок неподвижно устанавливалась контрольная воздухомерная трубка для замера $v_{ср.\,контр}$. При снятии поля скоростей в замерных станциях *1* и *2* скорость в контрольной точке оставалась практически постоянной, поэтому не было необходимости в приведении значений отдельных скоростей к $v_{ср.\,контр}$. Статический и скоростной напоры измеряли микроманометрами ЦАГИ, которые перед началом работ тарировались в бюро проверки при Главной физической обсерватории.

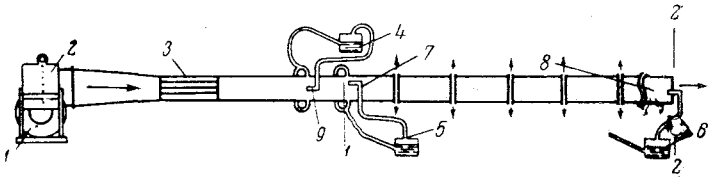


Рис. 4. Общий вид экспериментальной установки:
1 — вентилятор „Сирокко-3"; *2* — задвижка; *3* — спрямляющая решетка; *4, 5, 6* — микроманометры ЦАГИ; *7, 8* — воздухомерная трубка; *9* — контрольная воздухомерная трубка

Для возбуждения тяги воздуха в трубе применялся центробежный вентилятор «Сирокко-3» с $n = 3000$ *об/мин*. Вентилятор соединялся с трубой переходником длиной 1 *м*. Для успокоения возмущенного потока воздуха, поступающего из вентилятора, в начале трубопровода была установлена направляющая решетка (длиной, равной удвоенному диаметру трубы) из 16 секций, изготовленная из белой жести. Количество воздуха, поступающего в трубопровод, регулировалось задвижкой, установленной на всасе вентилятора (рис. 4).

При снятии характеристики аэродинамической трубы

$$R_0 = \frac{h_{ст}}{Q^n} \qquad (17)$$

получены следующие данные:

$h_{ск}$, *мм вод. ст.* .	84,0	67,2	57,8	48,8	42,6	33,6	33,2	23,7
$v_{к_1}$, *м/сек*	37,5	33,6	31,16	28,6	26,75	23,74	23,6	19,95
$Q10^{-2}$, *м³/сек* . .	24,60	22,06	20,40	18,74	17,54	15,74	15,48	13,20
$h_{ст_1}$, *мм вод. ст.* .	100,5	81,7	70,1	60,2	52,9	43,0	41,8	30,3

На рис. 5 в логарифмических осях координат h и Q по экспериментальным данным построен график. Тангенс угла наклона кривой к оси абсцисс численно равен показателю степени n при Q по (17); его значение оказалось равным 1,97, т. е. практически 2. Следовательно, закон сопротивления для трубы — турбулентный.

В результате обработки данных сопротивление аэродинамической трубы получилось равным 1720 $k\mu$, а ее удельное сопротивление

$$r = \frac{R_0}{l} = \frac{1720}{11{,}3} = 152k\mu \quad (\alpha = 2{,}35 \cdot 10^{-4}).$$

Здесь $l = 11{,}3$ *м* — длина экспериментального участка трубы.

Для создания утечек воздуха в аэродинамической трубе через каждые 40 *см* нарезались щели. После удаления образовавшихся заусенцев все щели заклеивались тонкой бумагой и тщательно замазывались пластилином. Затем пластилин и бумага прорезались тонкой стальной проволокой. Постоянная ширина щелей, полученная при этом, моделировала одинаковую сборку всех соединений труб. Путем набора стальных проволочек разного диаметра ширина щелей увеличивалась от опыта к опыту, в результате чего изменялись утечки в трубе, а следовательно, и ее достаточный коэффициент η.

Значение η определялось при ширине щели τ как отношение количества воздуха в конце $Q_к$ и начале $Q_н$ трубы при различных режимах работ вентилятора.

Получены следующие значения доставочного коэффициента трубы в зависимости от ширины щели:

η	0,910	0,864	0,757	0,670
$Q_{ут}$, % . .	9,0	13,6	24,7	33,0
τ, *мм* . . .	0,25	0,50	1,20	2,0

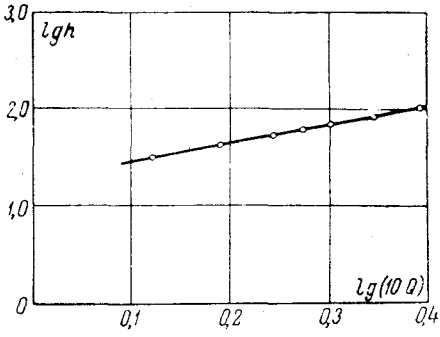


Рис. 5. Определение показателя степени n для аэродинамической трубы

$$n = \frac{\lg h_1 - \lg h_2}{\lg (10Q_1) - \lg (10Q_2)} = 1{,}97$$

Распределение экспериментальных точек на прямых, проходящих через начало координат $Q_н$ и $Q_к$, свидетельствует о квадратичном законе просачивания воздуха через исследуемые щели.

Каждый раз после снятия характеристики подачи воздуха η аэродинамической трубы определялся коэффициент воздухопроницаемости k щели. Для этого труба укорачивалась на одно звено и в ней оставалось 15 щелей. Открытый конец ее закрывался заглушкой с насадком, к которому подключался микроманометр для измерения давления в конце участка трубы. Количество воздуха, нагнетаемого вентилятором в трубу, было равно утечкам через исследуемые щели.

При определении утечки воздуха через одну щель $q_{ут}$, а также при вычислении значений k считалось, что статическое давление по длине экспериментального участка постоянно и равно среднеарифметическому из напоров, замеренных в начале h_1 и конце h_2 трубы. Коэффициент воздухопроницаемости k для каждой щели определялся несколько раз при различных режимах работы вентилятора (рис. 6).

Удовлетворительное распределение точек на прямых еще раз подтвердило действие квадратичного закона при утечках воздуха через исследуемые щели. Получены следующие значения k и $\bar{k} = \frac{k}{d}$ — коэффициента удельной стыковой воздухопроницаемости трубы — при различной ширине щели:

k	0,000138	0,000185	0,000350
$\bar{k}$ . . .	0,00138	0,00185	0,00350
τ, *мм* .	0,25	0,50	1,20

Первые два значения $\overline{k}$ определяют хорошее качество соединения труб для шахтных воздухопроводов, а третье — удовлетворительное. Для $\tau > 1{,}2$ *мм* k не определялось вследствие большой разности давлений в начале и конце экспериментального участка трубы ($\Delta h \geqslant 4\%$ от $h_{ср}$).

Совпадение экспериментальных и расчетных значений η (расхождение не превышает 3%) подтверждает правильность исследований (рис. 7) и указывает на пригодность общей характеристики подачи воздуха для определения доставочного коэффициента жестких воздухопроводов.

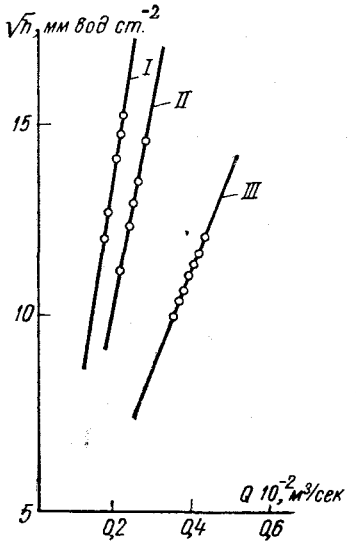


Рис. 6. Коэффициент стыковой воздухопроницаемости трубы $k = \frac{q_{ут}}{\sqrt{h_{ст}}}$ в зависимости от ширины щели τ:

I — $k = 1{,}38 \cdot 10^{-4}$ при $\tau = 0{,}25$ *мм*;
II — $k = 1{,}85 \cdot 10^{-4}$ при $\tau = 0{,}5$ *мм*;
III — $k = 3{,}50 \cdot 10^{-4}$ при $\tau = 1{,}2$ *мм*

Формулы (12) не проверялись, так как они выведены при тех же условиях, что и (11): при турбулентном законе движения воздуха в жестких воздухопроводах и квадратичном законе утечек в стыках труб.

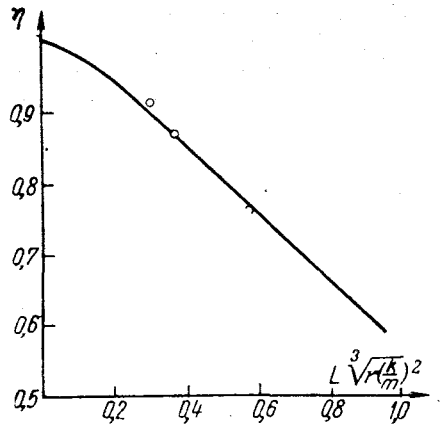


Рис. 7. Значение η аэродинамической трубы по теоретическим (кривая) и экспериментальным (точки) данным

Выводы

1. Расчет h и η по существующим формулам дает расхождение до 100% и более.

2. Сопротивление и депрессию жестких воздухопроводов целесообразно подсчитывать по формулам (12) и (10), а значение доставочного коэффициента находить по общей характеристике подачи воздуха рис. 2 или по приведенным выше расчетным данным.

3. Начиная с определенной длины $L_{кр}$, при которой $\eta = 0{,}3$, сопротивление жестких воздухопроводов остается практически постоянным. Увеличивающаяся длина воздухопровода оказывает влияние только на количество воздуха $Q_к$. Предельные значения сопротивления воздухопроводов можно находить по уравнению (13).

4. Гидравлическая формула (9), формула среднеарифметического количества воздуха (8) и формула А. Ф. Воропаева (5) не пригодны для подсчета депрессии и доставочного коэффициента воздухопроводов.

По формулам А. Ф. Воропаева (4) и В. Н. Воронина (6) рекомендуется подсчитывать депрессию воздухопроводов при $\eta \geqslant 0{,}4$, по формуле В. Н. Воронина (7) — коэффициент доставки, если утечки воздуха не превышают 75%.

Значения h и η, подсчитанные по формулам автора (10) и (11) и А. И. Швыркова (1) и (3), равноценны.

ЛИТЕРАТУРА

1. Швырков А. И. О потерях воздуха при вентиляции рудников. «Безопасность труда в горной промышленности», 1938, № 9 и 10.
2. Воропаев А. Ф. Работа вентиляторов, последовательно включенных на один трубопровод. «Горный журнал», 1947, № 1.
3. Воронин В. Н. Основы рудничной аэро-газодинамики. Углетехиздат, 1951.
4. Скочинский А. А. и Комаров В. Б. Рудничная вентиляция. Углетехиздат, 1959.
5. Мустель П. И. Вентиляция шахт. Металлургиздат, 1957.
6. Michelin W. Rev. ind. minérale, 1944, III.
7. Schmidt W. Bergbau-Rundschau, 1957, N 8, 9.