

## РАСЧЕТ И ИССЛЕДОВАНИЕ АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ СОПРОТИВЛЕНИЙ МОЛОТКОВ

В. И. БАБУРОВ, А. И. ГРОШЕВ

(Представлена кафедрой горных машин, рудничного транспорта и горной механики)

Пневматический молоток представляет собой механический преобразователь энергии сжатого воздуха в кинетическую энергию ударника, которая через удар превращается в полезную работу. Следовательно, чем меньше будут потери давления воздуха в преобразователе, тем полнее будет использоваться энергия сжатого воздуха, тем совершеннее машина в целом [4, 5].

Сжатый воздух, как тело и как носитель энергии характеризуется вязкостью, плотностью, расходом и скоростью движения.

Вязкость свойственна всем реальным газам и проявляется при движении в виде внутреннего трения. Основные характеристики сжатого воздуха при условиях опытов приведены в табл. 1. Динамический коэффициент вязкости при температуре 20°С составляет  $180,9 \cdot 10^{-6} \text{ г/см} \cdot \text{сек}$  [2].

Таблица 1

Характеристики сжатого воздуха при температуре 20°С

Давление воздуха, <i>ати</i>	3	4	5	6	7	8
Плотность воздуха $\rho \cdot 10^{-3} \text{ г/см}^3$	3,67	4,99	6,17	7,34	8,60	9,80
Кинематический коэффициент вязкости $\nu \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{сек}$	0,49	0,37	0,29	0,25	0,21	0,18
Удельный вес воздуха $\gamma \cdot \text{кг/м}^3$	4,65	5,82	6,97	8,14	9,30	10,40

Режим движения газа (ламинарный или турбулентный) зависит от соотношения сил инерции и сил вязкости (внутреннего трения) в потоке. Это соотношение характеризуется безразмерным числом Рейнольдса:

$$Re = \frac{V_0 D_0}{\nu}, \quad (1)$$

где

$V_0$  — скорость потока, *м/сек*;

$D_0$  — диаметр трубы, *м*.

Для каждой установки существует некоторый диапазон «критических» значений числа  $Re$ , при которых происходит переход от одного режима к другому.

Нижний предел числа Рейнольдса в случае круглого сечения составляет 2300, а верхний предел зависит от условий входа в трубу, состояния поверхности стенок и других причин.

Переход части энергии потока в теплоту обуславливается молекулярной и турбулентной вязкостью движущейся среды. Эти потери энергии сжатого воздуха называются потерями трения ( $\Delta H_{тр}$ ) или потерями по длине трубопровода. Кроме этого имеют место и местные потери ( $\Delta H_{м}$ ), которые возникают при местном нарушении нормального течения потока, отрыве его от стенки, вихреобразовании в местах изменения конфигурации трубопровода, встрече препятствий и т. д. К местным сопротивлениям (потерям) относятся также и потери скоростного (динамического) давления при выходе потока из сети в большой объем (атмосферу). При расчетах аэродинамических сопротивлений в молотках общие потери находились нами суммированием по принципу наложения, т. е.

$$\Delta H_{сум} = \Delta H_{тр} + \Delta H_{м}. \quad (2)$$

На всем пути от компрессора до молотка сжатый воздух теряет часть своей энергии на преодоление местных сопротивлений и трений по длине. Оценка этих потерь в шлангах, воздухораспределительном устройстве и каналах молотка интересна как по своей постановке, так и по возможным выводам.

### Расчет потерь давления воздуха в шлангах

В большинстве случаев подача воздуха к молоткам осуществляется по жестким и гибким трубопроводам различных размеров как по длине, так и по диаметру. Произведем расчет потерь давления сжатого воздуха в шлангах (гибких трубопроводах) в зависимости от их длины и расхода воздуха.

Применяемые при эксплуатации шланги имеют внутренний диаметр 16 мм. Длина их от жесткого трубопровода до молотков обычно составляет 10—20 м, а расход воздуха в зависимости от типоразмера машины — 0,5—2,5 м<sup>3</sup>/мин. Измерение и расчет потерь давления воздуха в шлангах производился с использованием экспериментальной установки. Основными измерительными элементами установки служили дифференциальные манометры. Один из них предназначался для точного определения расхода воздуха, а второй для перепада давления. В качестве дроссельного устройства дифманометра выбрана острая диафрагма диаметром 18 мм. По показаниям этого дифманометра, заполненного подкрашенной водой, расход воздуха рассчитывался по формуле

$$Q = \mu F_0 \sqrt{\frac{2g}{\gamma_1} (P_1 - P_2)}, \quad \text{м}^3/\text{мин}. \quad (3)$$

где

$\mu$  — коэффициент расхода воздуха через диафрагму;

$F_0$  — площадь отверстия диафрагмы, м<sup>2</sup>;

$\gamma_1$  — удельный вес сжатого воздуха, кг/м<sup>3</sup>;

$P_1, P_2$  — показания дифманометра, кг/м<sup>2</sup>.

Для практических расчетов эта формула видоизменяется:

$$Q = 2,087 \cdot 10^{-2} D_0^2 \varepsilon K_t \alpha \sqrt{\frac{P_1 - P_2}{\gamma_1}}, \quad (4)$$

где

$D_0$  — диаметр отверстия диафрагмы,  $m$ ;

$\alpha$  — коэффициент расхода;

$\varepsilon$  — поправочный коэффициент на расширение газа.

Расход воздуха принято выражать его объемом, приведенным к свободному состоянию. Поэтому следует в уравнение (4) внести поправку

на удельный вес  $\left(\frac{\gamma_1}{\gamma_0}\right)$ . Кроме этого необходимо учитывать влияние температуры. В нашем случае за нормальную температуру принята температура, равная  $20^\circ C$ . Тогда поправочный коэффициент на температуру  $K_t = 1$  [6].

Перепад давления в трубках манометра связан с разностью уровней жидкости в дифманометре уравнением [6]:

$$P_1 - P_2 = h \gamma_{ж} \cdot 10^4, \quad (5)$$

где

$h$  — разность уровней жидкости в трубках манометра,  $m$ ;

$\gamma_{ж}$  — удельный вес жидкости манометра ( $0,998 \text{ г/см}^3$ ),  $кг/м^3$ .

По известной величине расхода воздуха потери давления в шланге находятся в следующем порядке:

1. Скорость движения воздуха равна

$$V = \frac{Q}{F_{ш}}, \quad (6)$$

где

$\gamma_{ж}$  — внутреннее сечение шланга,  $m^2$ .

2. Число Рейнольдса при данной скорости составит

$$Re = \frac{VD_r}{\nu}, \quad D_r = \frac{4F}{\Pi},$$

где

$D_r$  — гидравлический диаметр принятого сечения,  $m$ ;

$\Pi$  — периметр сечения,  $m$ .

3. Тогда коэффициент трения по длине будет равен

$$\xi_{тр} = \lambda \frac{l}{D_r},$$

где

$l$  — длина участка (шланга),  $m$ ;

$\lambda$  — коэффициент сопротивления трения единицы относительной длины рассчитываемого участка (определяется по таблицам и диаграммам И. Е. Идельчика) [4].

4. Так как коэффициент местного сопротивления  $\xi_m = 0$ , следовательно

$$\xi_{сум} = \xi_{тр} + \xi_m = \xi_{тр}.$$

5. Тогда

$$\xi_{об} = \xi_{сум} \frac{\gamma_0}{\gamma_i} \left(\frac{F_{ш}}{F_i}\right)^2, \quad (7)$$

где

$\gamma_i$  — удельный вес воздуха при соответствующем его давлении.

6. Потери давления определяются по уже найденным данным, а именно:

$$\Delta H = \xi_{об} \frac{\gamma_0 V^2}{2g}. \quad (8)$$

В табл. 2 приведены значения потерь давления сжатого воздуха при  $5 \text{ ат}$  в подводящем шланге длиной  $15 \text{ м}$  и диаметром  $16 \text{ мм}$  (ГОСТ 8318-57), вычисление в изложенном порядке. Расчеты показы-

Потери давления сжатого воздуха в шланге длиной 15 м

Расход воздуха, м <sup>3</sup> /мин	$V_i$ , м/сек	$Re_i$	$\lambda_i$	$\xi_{\text{сум}}$	$\xi_{\text{об}}$	$\Delta H$ , кг/см <sup>2</sup>
1,0	82,8	$4,74 \cdot 10^5$	0,016	15,5	2,92	0,132
1,5	124	$7 \cdot 10^5$	0,015	14,0	2,63	0,268
2,0	166	$9,48 \cdot 10^5$	0,013	12,2	2,30	0,420

вают, что сопротивления шлангов пропорциональны их длине и расходу воздуха. Для практических инженерных расчетов нами предложена эмпирическая формула:

$$\Delta H = 0,009 Q^{1,7} L, \text{ кг/см}^2, \quad (9)$$

где

$L$  — длина шланга, м.

#### Определение аэродинамических сопротивлений пусковых устройств молотков

Определение сопротивлений пусковых устройств производилось теоретически и опытным путем. Если в шлангах основными сопротивлениями являются сопротивления по длине, то в конструктивных элементах молотков таковыми служат местные сопротивления. Поэтому расчет потерь удобнее производить суммированием приведенных коэффициентов сопротивлений отдельных участков сети.

Пусковые устройства рубильных и клепальных молотков Томского электромеханического завода МР и КЕ совершенно одинаковы. Разделив воздухопроводный тракт пускового устройства на 9 участков и определив потери при давлении воздуха в сети 5 атм, мы установили, что современные конструкции пусковых устройств молотков далеко не совершенны.

Потери давления, рассчитанные по отдельным участкам, для всего пускового устройства проверялись нами и экспериментально. Разница составляет тысячные доли, т. е. совершенно незначительная. Основным при аналитическом расчете является точное установление величины общего коэффициента сопротивления. Его можно также найти из той же формулы (8), если экспериментально замерить общие потери давления воздуха.

Таким путем найдены значения коэффициентов сопротивлений пусковых устройств молотков различных конструкций. Для молотков Горьковского автозавода ПМ-Д8 он равен 1,62; Ижевского механического завода Р-1, 2, 3, — 2,0; Николаевского завода им. Носенко РМ-35, 55, 75 — 1,7, соответственно и потери давления воздуха в них составляют: 0,31 кг/см<sup>2</sup>, 0,38 кг/см<sup>2</sup> и 0,32 кг/см<sup>2</sup>, т. е. значительно выше по сравнению с молотками типа МР и КЕ (см. табл. 3). Величина аэродинамических сопротивлений пусковых устройств молотков может оцениваться и в процентном отношении по показателю  $\eta$ , который равен отношению:

$$\eta = \frac{P_0 - \Delta H}{P_0} \cdot 100\%, \quad (10)$$

где

$P_0$  — давление воздуха на входе в пусковое устройство, *ати*;  
 $\eta$  — показатель совершенства конструкции пускового устройства (рукоятки), значения  $\eta$  приведены в табл. 3.

Таблица 3

Потери давления воздуха в пусковых устройствах молотков при 5 *ати*

Марки молотков	Коэффициент сопротивления	Потери давления воздуха в пусковом устройстве, <i>кг/см<sup>2</sup></i>	Показатель совершенства конструкции рукоятки, %
МР-4, 5, 6	1,33	0,26	94,8
ПМ-Д8	1,62	0,31	93,5
Р-1, 2, 3	2,0	0,38	92,5
РМ-35, 55, 75	1,70	0,32	93,0
М-4, 5, 6	1,82	0,72	85,5
БСЗ-135В	3,5	0,71	86,0
КЕ-16, 19, 22, 28, 32	1,33	0,40	92,0

Анализ величин сопротивлений отдельных участков воздухопроводного тракта показывает, что самыми большими из них являются лобовые сопротивления шарикового запорного устройства. Так, для рассмотренного случая коэффициент сопротивления тракта рукоятки без пружины, шарика и толкателя составляет 0,44, а потери при этом равны 0,16 *кг/см<sup>2</sup>*, что составляет 57% от суммы всех потерь.

Важным моментом данных исследований является и то, что они позволили сопоставить и оценить величины местных сопротивлений и сопротивлений по длине.

В молотках типа МР и КЕ около 5—10% потерь давления от общей величины составляют потери, вызванные сопротивлением по длине, а остальные 80—95% потерь обусловлены наличием местных сопротивлений. В других конструкциях молотков это соотношение еще больше отличается. Приведенные данные показывают, насколько важно при проектировании и изготовлении молотков предусматривать максимальное снижение сопротивлений движению воздуха.

Величина коэффициента сопротивлений зависит не только от конструкции элементов молотков, но и от расхода воздуха и его давления в сети. По этой причине потери при одних и тех же условиях для молотков типа КЕ больше, нежели для молотков типа МР, имеющих меньший расход сжатого воздуха.

**Расчет и исследование аэродинамических сопротивлений воздухораспределительных устройств молотков**

Значительные сопротивления при движении воздуха имеются в системах воздухораспределения. Эти сопротивления имеют место как в механизме распределения, так и в каналах, по которым воздух поступает в заднюю и переднюю полости молотка. В зависимости от конструктивных особенностей воздухораспределителя и типоразмеров машин гидравлические сопротивления естественно будут разными.

С использованием вышеизложенной методики расчета нами вычислены сопротивления воздухораспределительного устройства рубильного молотка МР-5.

В целом при движении воздуха в переднюю полость молотка суммарный коэффициент аэродинамического сопротивления равен 3,6, т. е. почти в 2 раза выше коэффициента сопротивления пускового устройства.

Подача воздуха в заднюю полость молотка осуществляется по более короткому пути, поэтому аэродинамические сопротивления этого тракта намного меньше. Расчеты показывают, что они равны 1,96. В таком же примерно соотношении находятся между собой максимальные значения давлений сжатого воздуха в полостях молотка. Несколько меньше потери в распределительном устройстве молотка БСЗ-135В. Они соответственно равны  $0,47 \text{ кг/см}^2$  и  $0,30 \text{ кг/см}^2$ .

В табл. 4 приведены значения коэффициентов аэродинамических сопротивлений молотков в целом. Из этих данных следует, что для

Таблица 4

Коэффициенты гидравлических сопротивлений

Марки молотков	Поступление воздуха в заднюю полость		Поступление воздуха в переднюю часть		Коэффициент гидравлического сопротивления молотка
	коэффициент гидравлического сопротивления	потери давления воздуха, $\text{кг/см}^2$	коэффициент гидравлического сопротивления	потери давления воздуха, $\text{кг/см}^2$	
МР-5	1,36	0,25	3,60	0,68	6,87
БСЗ-135В	1,59	0,30	2,48	0,47	7,57
КЕ-19	0,48	0,15	2,2	0,63	4,01
М-6	0,91	0,36	1,78	0,70	4,51
Р-2	1,31	0,25	3,3	0,62	6,61
ПМ-Д8	1,22	0,20	2,5	0,42	5,34

молотков с клапаным воздухораспределением свойственны большие аэродинамические сопротивления по сравнению с молотками, имеющими золотниковое распределение.

### Выводы

1. Проведенные нами исследования и анализ конструкций молотков с точки зрения величины аэродинамических сопротивлений показали, что при создании этих машин совершенно не предусматриваются меры по снижению сопротивлений воздухопроводного тракта. Тем не менее довольно простые конструктивные изменения позволяют заметно снизить сопротивления молотков и тем самым увеличить его энергетические параметры.

2. В результате снижения аэродинамических сопротивлений можно увеличить ударную мощность машины при незначительном увеличении расхода воздуха.

### ЛИТЕРАТУРА

1. В. И. Бабуров. Исследование пневматических рубильно-клепальных молотков. Канд. диссертация, Томск, 1964.
2. Н. Б. Варгафик. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. Госфизматиздат, 1963.
3. В. Ф. Горбунов, В. И. Бабуров и др. Ручные пневматические молотки. Машгиз, 1967.
4. И. В. Идельчик. Гидравлические сопротивления. Госэнергоиздат, 1961.
5. А. С. Ильичев. Рудничные пневматические установки. Госгортехиздат, 1954.