

Н. Ф. Метлюк, В. П. Автушко, М. И. Горбацевич

## ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ЗВЕНЬЕВ ТОРМОЗНОГО ПРИВОДА АВТОМОБИЛЯ

В работе [1] все дроссели и каналы делятся на три типа: турбулентные, ламинарные и смешанного типа. К турбулентным относятся такие дроссели, которые имеют малые отношения длины к диаметру и в которых эффект дросселирования вызывается местными потерями на входе и потерями на выходе и не сказывается действие сил трения при течении воздуха по каналу дросселя. Турбулентные дроссели предлагается рассчитывать по формуле Сен-Венана — Ванцеля для адиабатического истечения идеального газа через сопло (сужающийся насадок) из резервуара неограниченно большой емкости:

для докритического истечения

$$\frac{dm}{dt} = \varepsilon f \sqrt{2\rho_0 p_0 \frac{k}{k-1} \left[ \left( \frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{2}{k}} - \left( \frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad (1)$$

и для критического истечения

$$\left( \frac{dm}{dt} \right)_{\text{кр}} = \varepsilon f \sqrt{2\rho_0 p_0 \frac{k}{k+1} \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{2}{k-1}}}, \quad (2)$$

где  $\frac{dm}{dt}$  — массовый мгновенный расход воздуха;  $\varepsilon$  — коэффициент расхода;  $f$  — площадь проходного сечения дросселя;  $p_0$  и  $p_1$  — абсолютные давления воздуха перед дросселем и после него;  $\rho_0$  — плотность воздуха перед дросселем;  $k$  — показатель политропы; при адиабатическом истечении  $k=1,4$ .

К ламинарным относятся дроссели цилиндрической формы с достаточно большим отношением длины  $l$  к диаметру  $d$  (в сотни раз). В них местные сопротивления на входе и на выходе ничтожны.

но малы по сравнению с потерями на трение при течении воздуха по каналу дросселя. Массовый расход воздуха через ламинарный дроссель предлагается рассчитывать по формуле Пуазейля для несжимаемой жидкости и для малых перепадов давления [1]:

$$\frac{dm}{dt} = \frac{\pi d^4 \rho}{128 \mu l} (p_0 - p_1), \quad (3)$$

где  $\mu$  — динамический коэффициент вязкости.

И наконец, дроссели смешанного типа охватывают всю область дросселей от турбулентных до ламинарных, причем турбулентные и ламинарные являются частными случаями дросселей смешанного типа. В дросселях смешанного типа следует учитывать как местные потери на входе и выходе, так и потери на трение в канале. Разнообразные по конструкции элементы тормозного привода относятся в общем случае к дросселям смешанного типа.

Дроссели смешанного типа наименее изучены. Газодинамические функции [1, 2] для таких дросселей не имеют аналитического решения. Эти газодинамические функции, кроме того, не учитывают ряда специфических особенностей тормозного привода, в частности существенно переходной характер его работы при больших диапазонах изменения параметров воздуха, нелинейность характеристик и т. д.

Как показали наши исследования, экспоненциальный закон изменения давления в постоянном объеме  $V$  при наполнении (опорожнении) его через дроссель, согласно формуле (3), совершенно не соответствует реальному характеру изменения давления. Несоответствие формул (1) и (2) действительным динамическим характеристикам пневматических звеньев пытаются в некоторых работах [3] компенсировать введением коэффициента расхода  $\epsilon$ , который определяется экспериментально как частное от деления эпитетного значения массового расхода  $(dm/dt)_{\text{оп}}$  на теоретическое значение  $(dm/dt)_{\text{теор}}$ . Однако экспериментальными исследованиями [4] установлено, что коэффициент расхода для реальных клапанов и дросселей не остается постоянным на всем диапазоне изменения перепада давления, а изменяется в некоторых случаях во много раз. Кроме того, в работах [1, 5, 6] показано, что критическая скорость  $a_{\text{кр}}$ , равная скорости звука в воздухе, а следовательно, и критический массовый расход достигаются в различных реальных устройствах при разных перепадах давления. Чем больше сопротивление потоку на входе и выходе канала и чем больше силы трения, тем при больших значениях перепада давления достигается  $a_{\text{кр}}$ . Например, Т. Ф. Кондратьевой [5] путем продувки промышленных клапанов получено критическое соотношение давлений  $(p_1/p_0)_{\text{кр}} = 0,2-0,3$ . При адиабатическом истечении воздуха через геометрическое сопло без трения, как известно, критический режим достигается при  $(p_1/p_0)_{\text{кр}} = 0,528$ . Во многих реальных звеньях тормозного привода, например при сравнительно длинных трубках, критический режим для имеющих место возможных перепадов дав-

ления не достигается. Так, например, как показали наши экспериментальные исследования, при наполнении постоянных объемов через трубопроводы  $\varnothing 8 \times 1$  и  $\varnothing 10 \times 1$ , длиной 5 м и выше критический режим не наблюдается.

Из вышеизложенного вытекает необходимость разработки методики расчета переходных процессов в звеньях тормозных систем. В наших исследованиях сделана попытка разработать указанную методику расчета и получить формулы для расчета переходных процессов в пневматических звеньях. При выводе уравнения было стремление, с одной стороны, к получению достаточно простых и удобных математических моделей, аппроксимирующих достаточно точно экспериментальные кривые на всем диапазоне изменения давления, и, с другой стороны, к получению единого уравнения для всего процесса наполнения (опораживания), даже и в тех случаях, когда на участке имеет место критический режим.

Анализ газодинамических функций [2] показал, что в каналах, через которые протекает воздух, имеется промежуточное сечение  $z$ , в котором скорость потока  $u_z$  прямо пропорциональна перепаду давлений, т. е.

$$u_z = \omega_z(p_0 - p_1). \quad (4)$$

Чем ближе дроссель смешанного типа по своим характеристикам к ламинарному, тем дальше это сечение  $z$  от выхода и ближе к входному сечению канала.

Исходя из равномерного распределения сопротивлений сил трения по длине канала (что во многих случаях подтверждается нашими экспериментами) и учитывая уравнение массового расхода воздуха и выражение (4), получаем

$$\pm \frac{dm}{dt} = \frac{a_{кр} f(1 - \sigma)}{gRT \Delta p_{кр.с}} [p_0 - (1 - \sigma)(p_0 - p_1)](p_0 - p_1), \quad (5)$$

где  $\sigma$  — параметрический коэффициент дросселя, отображающий расположение рассматриваемого дросселя в области дросселей смешанного типа. Чем ближе по динамическим свойствам рассматриваемый дроссель к ламинарному, тем выше  $\sigma$  этого дросселя, и наоборот, при приближении дросселя к соплу  $\sigma$  приближается к нулю. Коэффициент  $\sigma$  определяется опытным путем.

Путем экстремального исследования уравнения (5) и использования затем уравнения состояния газа Клапейрона — Менделеева находим при  $V = \text{const}$  и  $T = \text{const}$  для докритического режима течения

$$\frac{dp_{1,0}}{dt} = \frac{2a_{кр} f(1 - \sigma)}{V \rho_{0 \max}} [p_0 - (1 - \sigma)(p_0 - p_1)](p_0 - p_1) \quad (6)$$

и для критического режима течения

$$\frac{dp_1}{dt} = a_{кр} f \frac{\rho_{0 \max}}{2V}. \quad (6a)$$

В целях возможности использования общих методов линейной теории систем управления и упрощения анализа и синтеза сложных тормозных систем оказалось необходимым получение линейных дифференциальных газодинамических функций. Применяя разработанный нами модифицированный метод линеаризации (известные из теории автоматики способы линеаризации в нашем случае оказались неприемлемыми) с последующим введением аппроксимирующих коэффициентов  $\alpha$  и  $\beta$ , получаем следующие выражения газодинамических функций для ДЕ-звеньев [7]: для наполнения постоянного объема

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{a_{кр}f(1-\sigma)}{V(1+\sigma)} (\alpha p_0 - p_1) \quad (7)$$

и для опораживания постоянного объема

$$-\frac{dp_0}{dt} = \frac{a_{кр}f(1-\sigma)}{V(1+\sigma)} (p_0 - \beta p_1). \quad (8)$$

Решение этих уравнений для  $p_0 = \text{const}$  в выражении (7) и  $p_1 = \text{const}$  в выражении (8) соответственно имеет вид

$$p_1(t) = \alpha p_0 - (\alpha p_0 - p_{1 \text{ нач}}) e^{-\frac{a_{кр}f(1-\sigma)}{V(1+\sigma)} t}; \quad (9)$$

$$p_0(t) = \beta p_1 + (p_{0 \text{ нач}} - \beta p_1) e^{-\frac{a_{кр}f(1-\sigma)}{V(1+\sigma)} t}. \quad (10)$$

Как показали наши многочисленные опыты, проведенные в экспериментальном цехе Минского автозавода, уравнение (9) достаточно хорошо согласуется с экспериментальными данными на участке от  $p_a/p_{a \text{ max}} = 0,125$  до  $p_a/p_{a \text{ max}} = 0,90$  для наполнения (погрешность в пределах 5%). Формула (10) для опораживания постоянного объема аппроксимирует получающиеся при опытах кривые опораживания с точностью 15% для дросселей и 10% для трубопроводов (рис. 1 и 2).

В некоторых случаях, когда емкость трубопроводов пренебрежимо мала по сравнению с емкостью камеры, подсоединенной к концу трубопровода, и когда не интересует распределение давлений по длине трубопровода, последний можно рассматривать как сосредоточенное сопротивление (местный дроссель). Наши исследования показали, что длинный трубопровод с подключенной емкостью следует рассматривать как аperiодическое звено второго порядка (рис. 2):

$$A_2 \frac{d^2 p}{dt^2} + A_1 \frac{dp}{dt} + A_0 p = k p_{вх}. \quad (11)$$

Как известно из теории автоматики, дифференциальное уравнение (11) для аperiодического звена второго порядка эквивалентно двум аperiодическим звеньям первого порядка, включенным

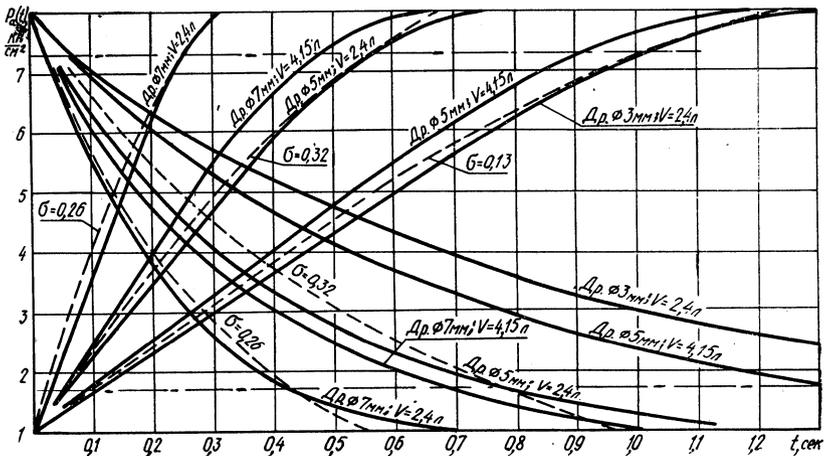


Рис. 1. Динамические характеристики дросселей: сплошная линия — экспериментальные; штриховая — расчетные

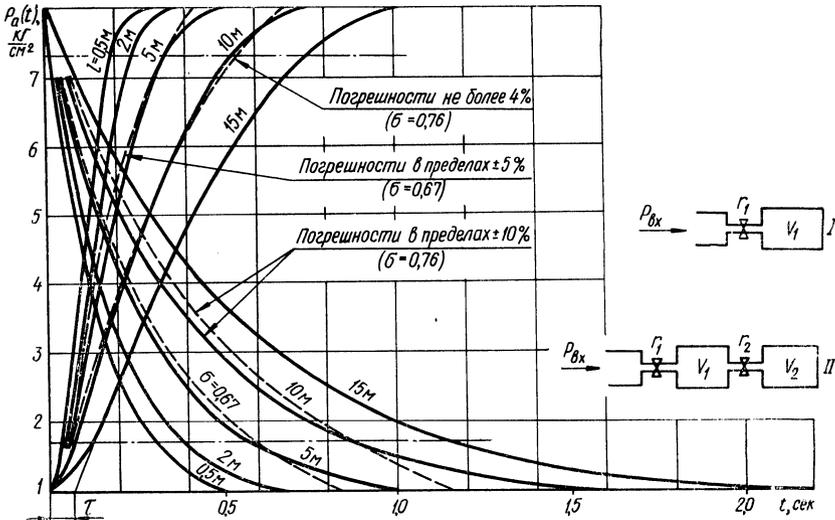


Рис. 2. Кривые наполнения и опораживания постоянного объема 1,25 л через трубопровод  $\varnothing 10 \times 1$  различной длины  $l$ :  
 сплошная линия — экспериментальные; штриховая — расчетные;  
 I — аperiodическое звено первого порядка (для коротких трубок и дросселей);  
 II — аperiodическое звено второго порядка (для длинных трубок)

последовательно, или может приближенно заменяться дифференциальным уравнением первого порядка с запаздывающим аргументом  $\tau$ , т. е. дифференциально-разностным уравнением. Следовательно, сравнительно длинные воздухопроводы с емкостью на конце  $V_2$  можно рассматривать как две последовательно подключенные емкости  $V_1$  и  $V_2$  через сосредоточенные сопротивления  $r_1$  и  $r_2$  или как

Значение времени наполнения и опораживания

V, л	∅8×1								∅10			
	0,25		1,25		2,4		4,15		0,25		1,25	
	t <sub>н</sub>	t <sub>о</sub>										
0,1	0,07	0,10	0,27	0,43	0,36	0,79	0,86	1,36	0,05	0,09	0,16	0,30
0,25	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0,50	—	—	0,30	0,51	0,51	0,90	0,92	1,54	0,05	0,09	0,17	0,31
1,0	0,09	0,14	0,36	0,61	0,66	1,07	1,13	1,84	0,06	0,11	0,18	0,37
2,0	0,10	0,16	0,55	0,87	—	—	1,61	2,50	0,07	0,13	0,22	0,39
5,0	0,15	0,27	0,62	1,00	1,54	2,31	1,96	2,94	0,08	0,16	0,31	0,58
10,0	0,26	0,46	0,95	1,52	2,00	3,00	2,93	3,95	0,18	—	0,50	0,87
15,0	—	—	—	—	—	—	—	—	0,26	0,51	0,69	1,13
20,0	0,62	0,97	1,80	2,61	3,10	4,30	4,90	6,80	0,35	0,63	0,96	1,42

одну емкость V<sub>1</sub> с сопротивлением r<sub>1</sub>, но с запаздыванием на время τ (рис. 2). Время τ следует учитывать при построении динамических характеристик; оно составляет 0,05—0,1 сек для трубопроводов длиной 10—20 м.

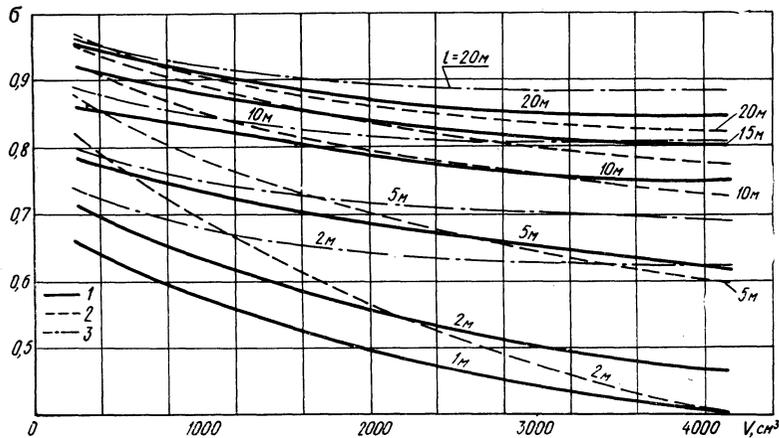


Рис. 3. Диаграмма значений δ:  
1 — ∅ = 10×1; 2 — ∅ = 15×1; 3 — ∅ = 8×1

По полученным экспериментальным данным были рассчитаны на ЭВМ в Вычислительном центре АН БССР значения σ для разных длин и диаметров трубопроводов и разных наполняемых и опораживаемых постоянных объемов. Некоторые результаты этих расчетов показаны на диаграмме (рис. 3). Затем по формулам (9) и (10) и в соответствии с экспериментальными данными были рассчитаны на ЭВМ коэффициенты аппроксимации α и β. Для большинства дросселей и трубок (с учетом τ) коэффициенты α и β можно принимать: α = 1,5—1,7; β = -0,2—0,3. В табл. 1 приведены

постоянных емкостей через трубопровод

× 1	∅15 × 1											
	2,4		4,15		0,25		1,25		2,4		4,15	
	t <sub>н</sub>	t <sub>о</sub>										
0,30	0,40	—	—	0,04	0,05	0,09	0,11	0,11	0,19	0,18	0,30	—
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	0,49	0,86	0,04	0,05	0,09	0,14	0,11	0,20	0,21	0,36	—
0,37	0,63	0,53	0,98	0,04	0,05	0,09	0,15	0,12	0,21	0,22	0,38	—
0,41	0,67	0,63	1,08	0,04	0,06	0,10	0,16	0,14	0,23	—	—	—
0,55	0,98	0,88	1,58	0,05	0,09	0,12	0,22	0,18	0,34	0,31	0,52	—
0,77	1,27	1,26	2,33	0,08	0,17	0,17	0,33	0,26	0,50	0,39	0,72	—
—	—	1,65	2,77	0,12	0,28	0,26	0,51	0,36	0,61	0,49	0,92	—
1,32	2,21	2,14	3,88	0,23	0,39	0,35	0,60	0,47	0,84	0,61	1,08	—

численные значения времени наполнения t<sub>н</sub> и времени опораживания t<sub>о</sub> постоянных объемов V через трубопроводы различной длины l и разных диаметров d мм. В табл. 2 указаны величины времени наполнения и опораживания постоянных объемов через дроссели различных диаметров.

Из полученных опытных данных нетрудно заметить, что время опораживания постоянного объема в 1,5—2 раза больше времени наполнения того же объема.

Динамические характеристики пневматических звеньев с переменной емкостью получаются из уравнений массового расхода путем дифференцирования левой части по двум переменным p и V. В результате получаем для наполнения

$$\frac{dp_1}{dt} \left( V_0 + 2p_1 \frac{F^2}{C_{пр}} \right) = \frac{a_{кр} f (1 - \sigma)}{1 + \sigma} (\alpha p_0 - p_1) \quad (12)$$

и для опораживания

$$-\frac{dp_0}{dt} \left( V_0 + 2p_0 \frac{F^2}{C_{пр}} \right) = \frac{a_{кр} f (1 - \sigma)}{1 + \sigma} (p_0 - \beta p_1), \quad (13)$$

Таблица 2

Значение времени наполнения и опораживания постоянных емкостей через дроссельные шайбы

∅ мм	Объем, л			
	2,400	4,15	2,4	4,15
	наполнение t <sub>н</sub>		опораживание t <sub>о</sub>	
1,0	7,0	16,5	11,2	25,4
2,0	2,4	4,7	4,5	7,5
3,0	1,0	1,65	1,7	2,9
5,0	0,55	0,92	0,78	1,35
7,0	0,25	0,48	0,44	0,69

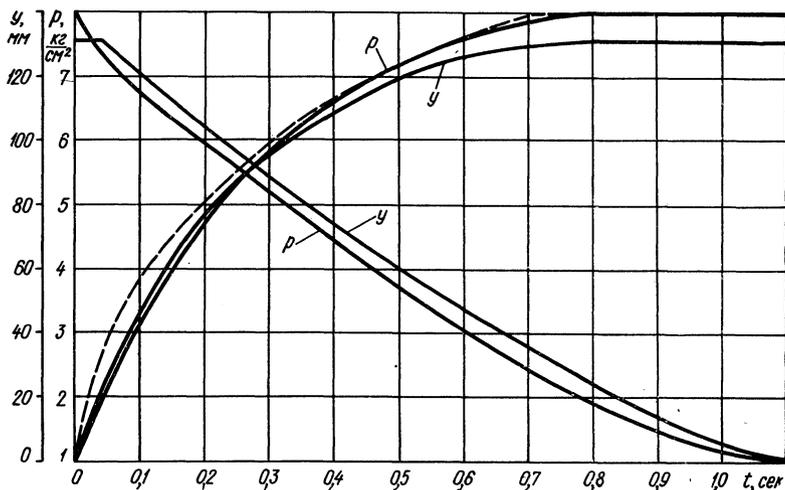


Рис. 4. Динамические характеристики звеньев с переменной емкостью: сплошная линия — экспериментальные данные; штриховая — расчетные данные

где  $V_0$  — начальный объем;  $F$  — площадь подпружиненного поршня;  $C_{пр}$  — жесткость пружин.

На рис. 4 показаны расчетные и экспериментальные кривые изменения давлений при наполнении и опоражнивании переменного объема и величина перемещения поршня  $y$ .

Таким образом, в результате теоретических и экспериментальных исследований разработана методика расчета пневматических звеньев с постоянной и переменной емкостью.

### Л и т е р а т у р а

- [1] Залманзон Л. А. Проточные элементы пневматических приборов контроля и управления. М., 1961. [2] Абрамович Г. Н. Прикладная газовая динамика. М., 1969. [3] Герц Е. В., Крейнин Г. В. Динамика пневматических приводов машин-автоматов. М., 1964. [4] Березовец Г. Т., Дмитриев В. Н. и Наджафов Э. М. О допустимых упрощениях при расчете пневматических регуляторов. — «Приборостроение», 1957, № 4. [5] Кондратьева Т. Ф. Предохранительные клапаны для компрессорных установок. М., 1963. [6] Гинзбург И. П. Прикладная гидрогазодинамика. Л., 1958. [7] Бельский Ю. Б., Дронин М. И., Метлюк Н. Ф. Новое в расчете и конструкции тормозов автомобиля. М., 1965.

В. К. Азаренко, В. И. Титков

## ИССЛЕДОВАНИЕ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ ПЛУНЖЕРНЫХ ПАР ТОПЛИВНОГО НАСОСА ДВИГАТЕЛЯ ЯМЗ-236

В Директивах XXIV съезда КПСС предусматривается дальнейший рост автомобильного парка страны до размеров, обеспечивающих потребности народного хозяйства в грузовых и пассажирских перевозках. При этом значительно возрастет удельный вес автомобилей с дизельными двигателями. Для снижения себестоимости транспортной работы необходимо наряду с другими мероприятиями добиваться снижения расходов на запасные части. Один из способов такого снижения — расширение номенклатуры восстанавливаемых деталей.

Существует определенная группа сравнительно дорогостоящих деталей, которые выбраковываются, будучи незначительно изношенными. К таким деталям относятся плунжерные пары дизельной топливной аппаратуры, золотники и гильзы различных гидросистем и т. п.

Разработанные новые технологические процессы позволяют полностью восстанавливать служебные свойства деталей при небольших материальных и трудовых затратах. Один из таких процессов — химическое никелирование, позволяющее не только полностью восстанавливать служебные качества прецизионных деталей, но и повышать их антифрикционные и защитные свойства.

Исследования, проводимые в СССР и за рубежом, показали, что этим методом можно наносить весьма равномерные покрытия на детали любой конфигурации из различных материалов.

В отличие от хромирования при химическом никелировании деталей с острыми отсечными кромками на них не образуются наросты и выступы (дендриты), которые при последующей механической обработке часто скалываются, приводя к браку.

Поскольку экономическая эффективность восстановления деталей определяется не только себестоимостью их восстановления, но и сроком службы, то для заключения о целесообразности применения метода химического никелирования необходимо иметь данные о сравнительной износостойкости восстановленных и серийных плунжерных пар.