

Секция «ГИДРАВЛИКА МОБИЛЬНЫХ МАШИН»

УДК 629.114.2

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ
УСТАНОВКИ И МЕТОДИКИ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ
КОЭФФИЦИЕНТА РАСХОДА ПНЕВМАТИЧЕСКИХ
УСТРОЙСТВ

PERFECTION OF EXPERIMENTAL INSTALLATION
AND TECHNIQUE TO DETERMINE THE FLOW RATE OF PNEU-
MATIC DEVICES

П.Р. Бартош, канд. техн. наук, доцент, П.Н. Кишкевич, канд. техн.
наук, доцент, Л.Г. Филипова, ст. преп.,
Жилянин А.Д., студ., Чикилевский Я.А., студ.,
Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Республика Беларусь

P. Bartosh, Ph.D. in Engineering, Associate professor, P. Kishkevich,
Ph.D. in Engineering, Associate professor, L. Filipova, Senior Lecturer,
Y. Chykileuski, Student, A. Gilianin, Student,
Belarusian National Technical University, Minsk, Republic of Belarus

Аннотация. Коэффициент расхода μ является важнейшим параметром при оценке пропускной способности различных пневмоустройств. От правильного выбора его во многом зависит результат математического моделирования и определение переходных характеристик пневматических устройств и приводов. Практически при использовании любых газодинамических функций расхода воздуха необходимо определить величины коэффициентов μ [1].

Annotation. The flow coefficient μ is the most important parameter in assessing the capacity of various pneumatic devices. The correct choice depends largely on the result of mathematical modeling and the definition of the transient characteristics of pneumatic devices and actuators. Practically when using any gas-dynamic functions of air flow, it is necessary to determine the values of the coefficients μ [1].

Ключевые слова: коэффициент расхода, пропускная способность, пневмоустройства, пневмосопротивления, газодинамическая функция.

Keywords: flow coefficient, capacity, pneumatic devices, pneumatic resistance, gas-dynamic function.

ВВЕДЕНИЕ

Существует два основных способа определения коэффициента μ [2]. К первому относятся способы непосредственного измерения расхода воздуха, протекающего через испытуемое пневмоустройство (пневматический дроссель), а ко второму – способы косвенной оценки расхода, когда измеряется другая, зависящая от расхода величина, например, скорость увеличения давления в пневматической камере (полости).

В работе [2] отмечено, что при использовании первого способа определения μ к стенду предъявляются достаточно жесткие требования, которые нужно выполнить. Поэтому рекомендуется второй способ, получивший более широкое распространение [2]. Он применяется в работе [1], а затем в монографии [3].

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА РАСХОДА μ .

Стенд для проведения таких испытаний предлагается усовершенствовать. Схема его приведена на рисунке 1.

В установку входят: воздухозаборник 1, фильтр грубой очистки 2, компрессор 3, обратный клапан 4, фильтр-влагоотделитель 5, регулятор давления 6, ресивер 7, предохранительный клапан 8, влагоотделитель 9, манометр 10 для контроля давления в ресивере 7, электро-пневматический распределитель 11, испытуемое пневмосопротивление 12 (трубопровод, пневмоаппарат и т.п.), пневматическая емкость (камера) 13, манометр 14 для контроля давления в емкости 13, датчики давления 15 и 16, усилитель 17 и осциллограф 18 (или другой прибор для записи или регистрации характеристик испытуемого пневмосопротивления). По сравнению с применяемыми экспериментальными установками [1,2] в ней добавлены аппараты 2, 5, 9 для очистки воздуха от влаги и масла, а также применен электропневматический распределитель 11, который позволяет получать более скачкообразное изменение давления на входе в пневмосопротивление 12.

По сравнению с применяемыми экспериментальными установками [1, 2] в ней добавлены аппараты 2, 5, 9 для очистки воздуха от влаги и масла, а также применен электропневматический распределитель 11, который позволяет получать более скачкообразное изменение давления на входе в пневмосопротивление 12.

Секция «ГИДРАВЛИКА МОБИЛЬНЫХ МАШИН»

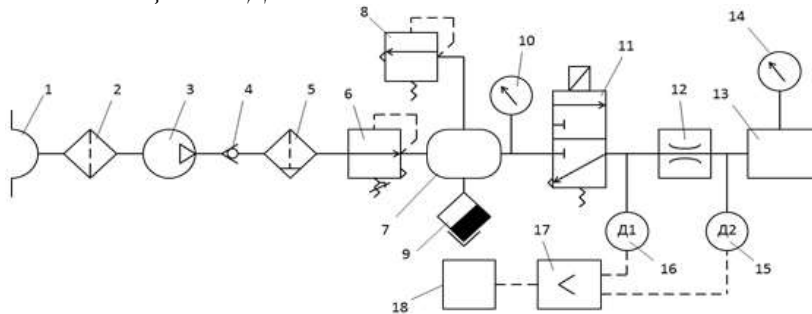


Рисунок 1 – Схема экспериментальной установки для определения коэффициента расхода пневмосопротивления

Следует отметить, что в практике при испытаниях трудно обеспечить скачкообразное изменение входного давления $p_{вх}$ и отсутствие запаздывания момента начала роста давления в емкости по отношению к началу появления входного сигнала. Примерные динамические характеристики показаны на рисунке 2, где τ_l – время изменения входного сигнала перед пневмосопротивлением, составляющее значительную часть от времени выполнения t_n или от опорожнения t_o . Во избежание ошибок в цепи с малым временем переходного процесса при определении коэффициента расхода μ переходной процесс разбивается на участки I и II (рисунок 2).

Для случая наполнения емкости 14 объемом V динамическая характеристика ДЕ-звена показана на рисунке 2, а. Закон изменения входного сигнала (давления) записывается в виде:

$$p_{вх}(t) = \begin{cases} p_{max} \frac{t}{\tau_l}, & \text{при } 0 < t \leq \tau_l \\ p_{max}, & \text{при } t > \tau_l \end{cases} \quad (1)$$

где p_{max} – максимальное давление в ресивере 7, t – текущее время.

Секция «ГИДРАВЛИКА МОБИЛЬНЫХ МАШИН»

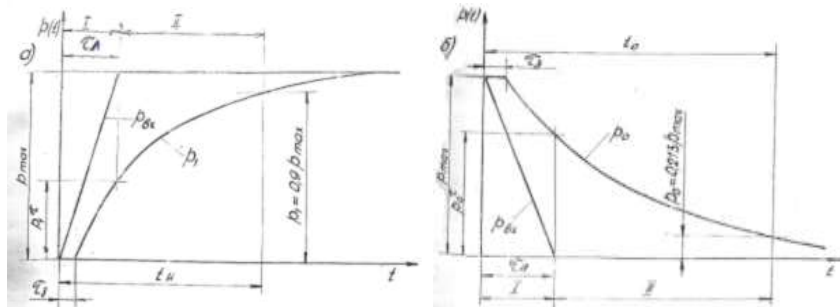


Рисунок 2 – Динамические характеристики ДЕ-звена с запаздыванием при линейном входном воздействии в случае заполнения емкости (а) и в случае опорожнения емкости (б)

Дифференциальное уравнение для исследуемого звена записывается при использовании гиперболической газодинамической функции расхода [3] в виде:

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{\mu f}{V} V_{кр} A p_{вх} \frac{p_{вх} - p_1}{B p_{вх} - p_1} \quad (2)$$

где p_1 – давление в камере 14, μ – коэффициент расхода, f – площадь сечения испытуемого пневмосопротивления 12, $V_{кр}$ – критическая скорость истечения воздуха, $B=1,13$ и $A=0,654$.

С учетом выражения (1) можно записать для участка I:

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{\mu f}{V} V_{кр} A p_{max} \frac{\tau}{\tau_l} \frac{p_{max} \frac{t}{\tau_l} - p_1}{B p_{max} \frac{t}{\tau_l} - p_1} \quad (3)$$

и для участка II

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{\mu f}{V} V_{кр} A p_{max} \frac{p_{max} - p_1}{B p_{max} - p_1} \quad (4)$$

Секция «ГИДРАВЛИКА МОБИЛЬНЫХ МАШИН»

Умножив обе части уравнения (3) на τ_l и обозначив через $u = V/(\tau_l \mu f)$; $K_1 = V_{кр} A p_{max}$ и $y = t/\tau_l$, получается:

$$\frac{dp_1}{dy} = \frac{K_1}{u} y \frac{p_{max} y - p_1}{B p_{max} y - p_1} \quad (5)$$

Это уравнение решается с помощью ЭВМ с начальными условиями для решения: $y = \tau_3/\tau_l$; $p_1 = p_{нач}$. В результате получается давление p_1^t (рисунок 2, а), соответствующее времени τ_l .

Решение уравнения позволяет получить время протекания процесса на II участке (рисунок 2, а):

$$t_{II} = \frac{V}{\mu f K_1} \left[p_k - p_1^t + (B - 1) \ln \left(\frac{p_{max} - p_1^t}{p_{max} - p_k} \right) p_{max} \right] \quad (6)$$

где $p_k = 0,9 p_{max} + 0,1 p_{нач}$ – конечное давление в камере 13, $p_{нач}$ – давление в начале процесса.

Время протекания всего процесса накопления:

$$t_n = \tau_l + t_{II} \quad (7)$$

Тогда можно получить выражения для t_n/τ_l и $t_{н1}/\tau_l$

Величины t_n/τ_l для звена с линейным входным воздействием и $t_{н1}/\tau_l$ при скачкообразном воздействии на входе можно прировнять, если учитывать коэффициент коррекции K_n при накоплении испытуемого пневмозвена.

Тогда

$$t_n/\tau = K_2 u K_n \text{ или } K_n = \frac{t_n}{K_2 u \tau} \quad (8)$$

Можно записать уточненную величину пропускной способности μf пневмосопротивления:

$$\mu f = (\mu f)' K_n \quad (9)$$

или уточненную величину коэффициента расхода $\mu^\psi = \mu' K_n$, где μ' – коэффициент расхода при скачкообразном воздействии.

Коэффициенты коррекции K_n рассчитываются с помощью ЭВМ для различных пневматических звеньев. По результатам построен график (рис.3, а).

Следует отметить, что в работе [3] приведен подобный график для более узкого диапазона испытываемых пневматических звеньев. Кроме того, там отсутствует методика уточнения коэффициента коррекции K_0 для случаев опорожнения пневматических звеньев.

Аналогичные зависимости можно выполнить и при опорожнении испытываемого звена (рисунок 2, б) закон изменения входного сигнала, для которого записывается в виде:

$$p_{вх}(t) = \begin{cases} p_{max} + (p_{нач} - p_{max}) \frac{t}{\tau_L}, & \text{при } 0 < t \leq \tau_L \\ p_{нач}, & \text{при } t > \tau_L \end{cases} \quad (10)$$

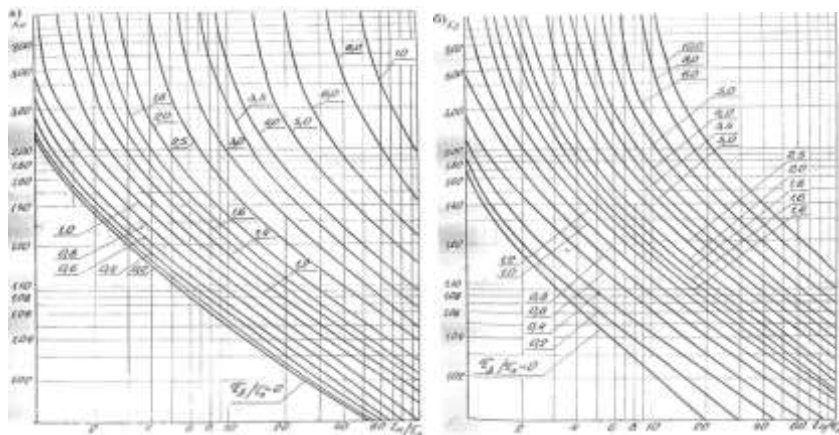


Рисунок 3 – График для определения коэффициента коррекции K_n (а) и K_0 (б) $p_{max}=8 \cdot 10^5$ Па

Для последнего случая можно записать уточненную величину пропускной способности пневмосопротивления при опорожнении:

$$\mu f = K_0(\mu f)' \quad (11)$$

или уточненную величину коэффициента расхода при опорожнении:

$$\mu_0 = K_0 \mu'_0 \quad (12)$$

где μ'_0 – коэффициент расхода при скачкообразном воздействии.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

По результатам расчета на ЭВМ построен график (рисунок 3, б). Графики построены так, что для определения K_n и K_0 необходимо знать только величины t_n/τ_n и τ_3/τ_n , известные из эксперимента. Продувку трубопроводов и клапанов пневмоаппаратов можно осуществить с помощью экспериментальной установки (рис.1).

ЛИТЕРАТУРА

1. Бартош П.Р. Исследование динамики и повышение быстродействия пневматического тормозного привода большегрузных прицепов. Диссертация на составление ученой степени кандидата технических наук. Мн.: БПН, 1977. – 248с.
2. Герц Е.В., Крейнин Г.В. Расчет пневмоприводов. Справочное пособие. М.: Машиностроение, 1975. – 271с.
3. Метлюк Н.Ф., Автушко В.П. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобиля. – М.: Машиностроение, 1980, – 231с.

Представлено 30.04.2019