

Секция «ГИДРАВЛИКА МОБИЛЬНЫХ МАШИН»
УДК 629.114.2

К ВЫБОРУ ГАЗОДИНАМИЧЕСКОЙ ФУНКЦИИ
И ИСПОЛЬЗОВАНИЮ ДОПУЩЕНИЙ
ПРИ МАТЕМАТИЧЕСКОМ МОДЕЛИРОВАНИИ
ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ПРИВОДОВ
PERFECTION OF EXPERIMENTAL INSTALLATION
AND TECHNIQUE TO DETERMINE THE FLOW RATE
OF PNEUMATIC DEVICES

П.Р. Бартош, канд. техн. наук, доцент, М.И. Жилевич, канд. техн. наук, доцент, Л.Г. Филипова, старший преподаватель, А.Д. Жилинин, студент, Я.А. Чикилевский, студент Белорусский национальный технический университет, г. Минск, Республика Беларусь

P. Bartosh, Ph.D. in Engineering, Associate professor, M. Zhylevich, 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. При математическом моделировании пневматических приводов используются различные газодинамические функции расхода воздуха. В работе [1] проведён анализ девяти таких функций, затем в работе [2] также проводится подобный анализ. В результате этих исследований установлено, что наиболее приемлемой для расчёта переходных процессов пневматических приводов желательно использовать гиперболическую газодинамическую функцию расхода воздуха. [2]

Abstract. Various gas-dynamic air flow functions are used in the mathematical modeling of pneumatic actuators. In work [1] the analysis of nine such functions is carried out, then in work [2] the similar analysis is also carried out. As a result of these studies, it was found that the most appropriate for calculating the transients of pneumatic actuators is desirable to use hyperbolic gas-dynamic function of air flow through the throttle. [2]

Ключевые слова: математическое моделирование, газодинамическая функция, пневмосопротивление, пневматические приводы, массовый расход.

Key words: mathematical modeling, gas-dynamic function, pneumatic resistance, pneumatic drives, mass flow. pneumatic resistance, gas-dynamic function.

ВВЕДЕНИЕ

Современные пневматические приводы транспортных и технологических машин являются многоконтурными, представляющими собой соединения трубопроводов и ёмкостей. Поэтому при их математическом моделировании целесообразно выбрать оптимальную газодинамическую функцию расхода, а также принять ряд возможных допущений.

ГАЗОДИНАМИЧЕСКАЯ ФУНКЦИЯ И ДОПУЩЕНИЯ ПРИ МАТЕМАТИЧЕСКОМ МОДЕЛИРОВАНИИ.

При математическом моделировании пневматических приводов используют гиперболическую газодинамическую функцию расхода воздуха через дроссель (трубопровод, магистраль, пневмоаппарат и т.п.) [2], то есть массовый расход:

$$\left(\frac{dm}{dt}\right)_D = \mu_D f_D v_{кр} \frac{\rho_0}{RT} \varphi(\sigma), \quad (1)$$

где $\mu_D f_D$ – пропускная способность дросселя; $v_{кр}$ – критическая скорость истечения воздуха; R – газовая постоянная для воздуха; T – абсолютная температура воздуха перед дросселем.

$$\varphi(\sigma) = A \frac{1 - \sigma}{B - \sigma}.$$

Здесь $A=0.654$, $B=1.13$, $\sigma = \frac{\rho_1}{\rho_0}$, ρ_0 и ρ_1 - давления на входе и выходе дросселя.

Допущения при математическом моделировании пневмоприводов должны быть всегда обоснованными, чтобы это отрицательно сказывается на точности расчётов.

В частности, давление на входе отдельных пневматических звеньев и цепей принимать нужно постоянным или изменяющимся по

Секция «ГИДРАВЛИКА МОБИЛЬНЫХ МАШИН»

времени. Поэтому ставится задача, при каких соотношениях $\gamma = \frac{V_1}{V}$ объёмов наполняемой V_1 и опоражниваемой V ёмкостей (рисунок 1, а) давление сжатого воздуха в опоражниваемой ёмкости можно принимать постоянными ($p_0 = const$). Для этого необходимо оценить погрешность расчёта времени наполнения ёмкости V_1 (рисунок 1, а) в случае замены изменяющегося давления на входе ДЕ-звена постоянным давлением.

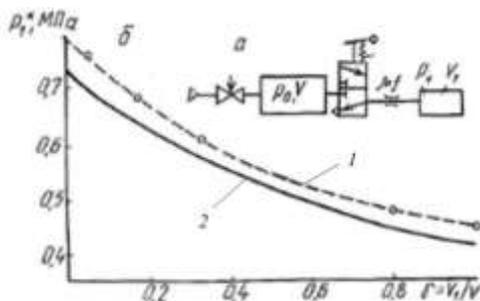


Рисунок 1 – Схема пневматической цепи (а); зависимость значений конечных давлений p_1^* от соотношений объёмов $\gamma = V_1/V$ пневмоцепи (1 – экспериментальная кривая, 2 – расчётная кривая) при $p_{0\ max} = 0,8$ МПа (б)

Погрешность расчёта определяется в процентах выражением

$$\varepsilon = \frac{t_c - t_v}{t_c} 100, \quad (1)$$

где t_c и t_v – время переходного процесса (наполнения ёмкости V_1) соответственно при постоянном и переменном давлениях на входе.

Переходный процесс заканчивается после выравнивания давлений в обеих ёмкостях (рисунок 1, а). Конечное давление p' определяется по выражению, полученному исходя из уравнения Менделеева-Клайперона:

$$p' = \frac{p_{0\ max} + \gamma p_{1\ нач}}{1 + \gamma},$$

Секция «ГИДРАВЛИКА МОБИЛЬНЫХ МАШИН»

где $p_{0\max}$ – максимальное давление на входе ДЕ-звена, $p_{0\max} = 0,8$ МПа; $p_{1\text{нач}}$ – начальное давление в наполняемой ёмкости, $p_{1\text{нач}} = 0,1$ МПа.

Время t_c переходного процесса при постоянном давлении на входе в ДЕ-звено определяется по выражению [2]

$$t_c = \frac{V_1}{k(\mu f)v_{\text{кр}A}} \left(1,2 - 0,9 \frac{p_{1\text{нач}}}{p_{0\max}} \right), \quad (2)$$

где k – показатель адиабаты, $k=1,4$; (μf) – пропускная способность дросселя (трубопровода, клапана), м.²

Время t_v при переменном давлении на входе в ДЕ-звено

$$t_v = \frac{V_1}{k(\mu f)v_{\text{кр}A}} \left\{ \frac{1}{\gamma} \ln \frac{[p_{0\max} + \gamma p_{1\text{нач}} - (\gamma + 1)p_1]p_{0\max}}{(p_{0\max} + \gamma p_{1\text{нач}} - \gamma p_1)(p_{0\max} - p_{1\text{нач}})} + \frac{B\gamma + 1}{\gamma(\gamma + 1)} \ln \frac{p_{0\max} - p_{1\text{нач}}}{p_{0\max} + \gamma p_{1\text{нач}} - (\gamma + 1)p_1} \right\}, \quad (3)$$

где p_1 – текущее давление в наполняемой пневматической ёмкости, МПа.

Из уравнений (1)...(3) можно получить

$$\varepsilon = \left[1 - \frac{\frac{1}{\gamma} \ln \frac{0,1p_{0\max}(\gamma + 1)}{0,9\gamma p_{1\text{нач}} + (0,1\gamma + 1)p_{0\max}} + \frac{B\gamma + 1}{\gamma(\gamma + 1)} \ln 10}{1,2 - 0,9 \frac{p_{1\text{нач}}}{p_{0\max}}} \right] 100 \quad (4)$$

По результатам расчёта получена зависимость ε от $\gamma = \frac{V_1}{V}$ (см. рисунок 2, сплошная линия). Экспериментальная зависимость показана на рисунке 2 штриховой линией. Она получена с помощью экспериментальной установки (рисунок 3), содержащей компрессор 1, краны 2 и 4, ресивер 3, пневматические ёмкости 5 и 7, распределитель 6, датчики давлений ДИ-10, манометры М1 и М2, пневмосопротивления с пропускной способностью μf .

В зависимости от требуемой точности расчёта по графику (рисунок 2) устанавливается возможность упрощения математического

Секция «ГИДРАВЛИКА МОБИЛЬНЫХ МАШИН»

моделирования и динамического расчёта пневматических звеньев.

Например, при $\gamma = \frac{V_1}{V} = 0,16$ погрешность $\varepsilon \approx 10\%$.

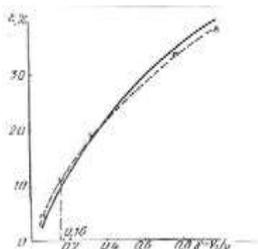


Рисунок 2 – Зависимость погрешности расчёта ε от $\gamma = \frac{V_1}{V}$

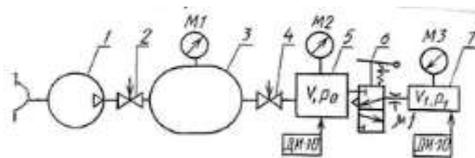


Рисунок 3 – Схема установки для исследования динамики пневматических звеньев и цепей

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данной работе подробно рассмотрено одно из допущений, учитываемых при математическом моделировании пневматических приводов.

ЛИТЕРАТУРА

4. Бартош, П.Р. Исследование динамики и повышение быстродействия пневматического тормозного привода большегрузных прицепов. Диссертация на составление ученой степени кандидата технических наук\ П.Р.Бартош.- Мн.: БПИ, 1977. - 248с.

2. Метлюк, Н.Ф., Автушко, В.П. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобиля/ Н.Ф. Метлюк, В.П. Автушко. – М.: Машиностроение, 1980. – 231с.

Представлено 30.04.2019