

беговыми барабанами можно изменять в пределах 150 мм, что позволяет устанавливать на стенд колеса различных диаметров. Максимальная скорость барабанов стенда 1000 об/мин, или 80 км/ч.

Резюме. Выбрана рациональная схема и разработана конструкция универсального стенда с программным управлением, предназначенного для испытания автоматических противоблокировочных устройств тормозных систем большегрузных автомобилей с учетом динамики движения тормозящих колес моста автомобиля.

### Л и т е р а т у р а

1. Варфоломеев В.Н. Особенности взаимодействия шин и беговых барабанов стенда диагностики. -- В сб.: Автомобильный транспорт. Киев, 1970, № 6.

УДК 629.113 - 597.5

В.П. Автушко, канд. техн. наук,  
П.Р. Бартош (Белорусский политехнический институт)

### К РАСЧЕТУ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ЦЕПЕЙ

Расчет пневматических цепей тормозных систем автомобилей и автопоездов весьма сложен и трудоемок. Сложность его в том, что современные тормозные системы представляют собой совокупность простейших динамических звеньев в различных сочетаниях, математическая модель которых сложна.

На практике часто можно упростить математическую модель, пренебрегая определенными элементами системы, не уменьшая при этом точности результатов исследования.

Все пневматические цепи обычно содержат в себе камеры и дроссели с соответственно различными емкостями и проходными сечениями. В ряде случаев можно не учитывать определенной величины емкости, а проходные сечения нескольких дросселей заменить одним, приведенным. В результате появляется возможность создать более простые модели, что облегчает проектирование и исследование пневматических приводов.

Двухзвенную пневматическую цепь (рис. 1, а), включающую в себя две камеры постоянных объемов  $V_1, V_2$  и два дросселя с проходными сечениями  $f_1$  и  $f_2$ , можно рассматривать как однозвенную в следующих случаях:

1) не учитывается емкость  $V_1$  (рис. 1,б), а  $\mu_1 f_1$  и  $\mu_2 f_2$  заменяются на приведенное значение [1]

$$(\mu f)_{\text{пр}} = \frac{\mu_1 f_1 \mu_2 f_2}{\sqrt{(\mu_1 f_1)^2 + (\mu_2 f_2)^2}}, \quad (1)$$

где  $\mu_1$  и  $\mu_2$  — коэффициенты расхода соответственно для первого и второго звена цепи;

2) не учитывается второе звено (рис. 1,в), считая, что давление в камере  $V_2$  для данного случая в допустимых пределах соизмеримо с давлением в камере  $V_1$ .

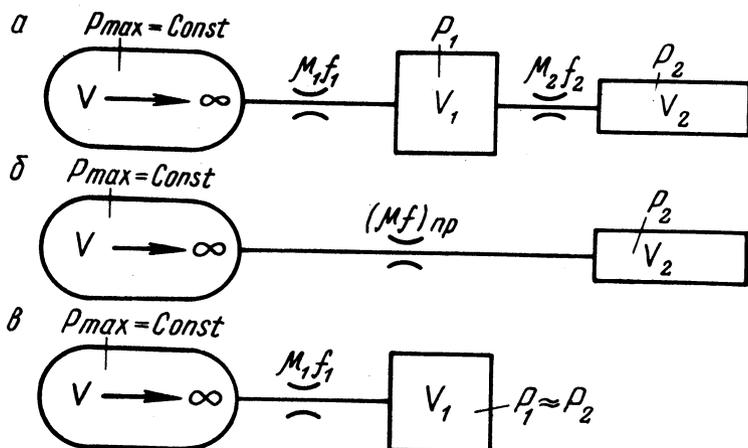


Рис. 1. Принципиальные схемы пневматических цепей: а — двухзвенная; б — однозвенная при  $V_1 = 0$ ; в — однозвенная при  $V_2 = 0$ .

В обоих случаях считается, что давление в камере  $V_2$  при однозвенной цепи должно соответствовать с допустимым отклонением давлению в этой камере при двухзвенной цепи, так как в большинстве случаев нас интересует обычно давление в конечной камере цепи.

Переходные процессы двухзвенной пневматической цепи для случая наполнения можем описать следующими дифференциальными уравнениями, полученными на основании применения гиперболической функции расхода [2]:

$$\left. \begin{aligned} \frac{dp_1}{dt} &= \frac{v_{кр} k}{V_1(D-1)} (\mu_1 f_1 p_{max} \frac{p_{max} - p_1}{p_{max} - p_1} \times \mu_2 f_2 p_1^x \times \frac{p_1 - p_2}{D p_1 - p_2}) ; \\ \frac{dp_2}{dt} &= \frac{v_{кр} k}{V_2(D-1)} \mu_2 f_2 p_1 \frac{p_1 - p_2}{D p_1 - p_2} , \end{aligned} \right\} (2)$$

где  $p_1$  и  $p_2$  — давление соответственно в первой  $V_1$  и второй  $V_2$  камерах;  $t$  — время;  $v_{кр}$  — критическая скорость истечения воздуха;  $k$  — коэффициент ( $k = 0,15$ );

$$D = \frac{1 + \sigma_{нач}}{2} + \sqrt{\left(\frac{1 - \sigma_{нач}}{2}\right)^2 + k(1 - \sigma_{нач})} , \quad (3)$$

где  $\sigma_{нач} = p_{вых.нач} / p_{max}$ ;  $p_{вых.нач}$  — начальное давление на выходе из дросселя;  $p_{max} = const$  — давление на входе в пневматическую цепь.

Переходной процесс в звене, показанном на рис. 1,б, описывается дифференциальным уравнением

$$\frac{dp_2}{dt} = \frac{v_{кр} k}{V_2(D-1)} (\mu f) p_{max} \frac{p_{max} - p_2}{p_{max} - p_2} . \quad (4)$$

Соответственно для звена, приведенного на рис. 1,в

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{v_{кр} k}{V_1(D-1)} \mu_1 f_1 p_{max} \frac{p_{max} - p_1}{D p_{max} - p_1} . \quad (5)$$

В уравнениях (2), (4), (5) используется следующее выражение для мгновенного массового расхода [2]:

$$\frac{dm}{dt} = \frac{v_{кр} k}{RT(D-1)} \mu f p_{вх} \frac{p_{вх} - p_{вых}}{D p_{вх} - p_{вых}} , \quad (6)$$

где  $V$  — объем наполняемой камеры;  $\mu$  — коэффициент расхода;  $p_{вх}$  — давление на входе в дроссель;  $p_{вых}$  — давление на выходе из дросселя.

Приведем систему дифференциальных уравнений (2) к безразмерному виду

$$\left. \begin{aligned} \frac{d\sigma_1}{d\tau} &= k_1 \gamma \sqrt{1+\beta^2} \left[ \frac{1-\sigma_1}{\beta(D-\sigma_1)} - \sigma_1 \frac{\sigma_1-\sigma_2}{D\sigma_1-\sigma_2} \right]; \\ \frac{d\sigma_2}{d\tau} &= k_1 \sqrt{1+\beta^2} \sigma_1 \frac{\sigma_1-\sigma_2}{D\sigma_1-\sigma_2}, \end{aligned} \right\} (7)$$

где  $\sigma_1 = p_1/p_{\max}$  -- безразмерное давление в первой камере ( $V_1$ );  $k_1 = \sigma_k - \sigma_{\text{нач}} + (D-1) \ln \left( \frac{\text{нач}}{1-\sigma_k} \right)$  -- коэффициент;  $\sigma_k = 0,9 + 0,1 \sigma_{\text{нач}}$  -- безразмерное конечное давление, до которого наполняем камеру воздухом;  $\gamma = V_2/V_1$ ;  $\beta = \mu_2 f_2 / \mu_1 f_1$ ;  $\sigma_2 = p_2/p_{\max}$  -- безразмерное давление во второй камере  $V_2$ ;  $\tau = t/t_H$  -- безразмерное время.

Время наполнения  $t_H$  емкости  $V_2$  до конечного безразмерного давления  $\sigma_k$  для случая, приведенного на рис. 1, б, получается при решении дифференциального уравнения (4)

$$t_H = \frac{k_1(D-1)V_2}{v_{\text{кр}} k} \frac{\sqrt{(\mu_1 f_1)^2 + (\mu_2 f_2)^2}}{\mu_1 f_1 \mu_2 f_2} = \frac{k_1 V_2 (D-1)}{v_{\text{кр}} k(\mu f)_{\text{пр}}} \quad (8)$$

Задавшись  $\tau = 1$ , величинами  $\beta$  и  $\sigma_2 = \sigma_k \varepsilon$  и, решая систему дифференциальных уравнений (7) методом перебора  $\gamma$ , найдем значение последнего, удовлетворяющего упрощению двухзвенной цепи (рис. 1, а) к виду, показанному на рис. 1, б с заданной точностью  $\varepsilon$  совпадения величины  $\sigma_2$  для двухзвенной цепи с  $\sigma_k$  для однозвенной цепи.

Рассматривая второй случай (рис. 1, в), приводим систему дифференциальных уравнений (2) к безразмерному виду

$$\left. \begin{aligned} \frac{d\sigma_1}{d\tau_1} &= k_1 \left( \frac{1-\sigma_1}{D-\sigma_1} - \beta \sigma_1 \frac{\sigma_1-\sigma_2}{D\sigma_1-\sigma_2} \right); \\ \frac{d\sigma_2}{d\tau_1} &= \frac{k_1}{\gamma} \beta \sigma_1 \frac{\sigma_1-\sigma_2}{D\sigma_1-\sigma_2}, \end{aligned} \right\} (9)$$

Время наполнения  $t_1$  камеры  $V_1$  до давления  $\sigma_k$ , если рассматривать только первое звено (рис. 1,в), получается из решения дифференциального уравнения (5):

$$t_1 = \frac{k_1 V_1 (D-1)}{v_{кр} k \mu_1 f_1} \quad (10)$$

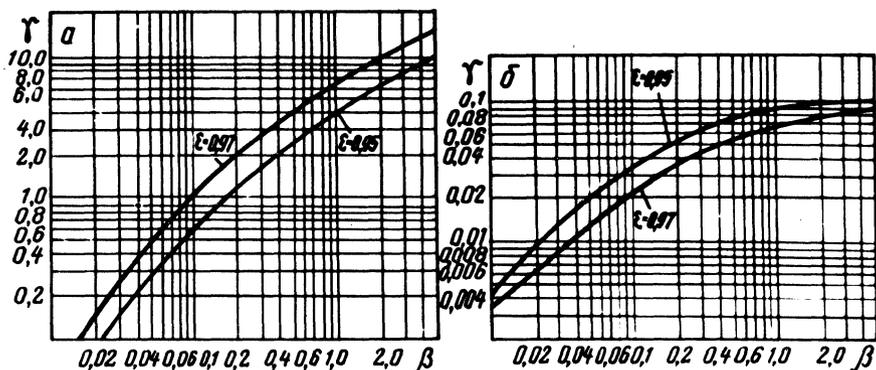


Рис. 2. Зависимость  $\gamma = f(\beta)$  при  $P_{\max} = 8 \cdot 10^5$  Па для различной степени точности  $\epsilon$  упрощения двухзвенной цепи: а -- при  $V_1 = 0$ ; б -- при  $V_2 = 0$ .

Решая систему уравнений (9), задавшись  $\tau_1 = 1$  и  $\sigma_1 = \sigma_k \epsilon$ , можем также найти значения  $\gamma$  и  $\beta$ , при которых возможна замена двухзвенной цепи (рис. 1,а) на однозвенную (рис. 1,в).

Полученные значения  $\sigma_1$  будем считать в результате такого упрощения цепи равными с заданной точностью  $\epsilon$  величинам  $\sigma_2$ .

Решение дифференциальных уравнений (7), (9) проводилось на электронной вычислительной машине "Минск-32" в режиме совместности по программе, составленной на языке АКИ-Т.

Резюме. В результате расчета получены графики, представленные на рис. 2. Если не учитывать объем камеры  $V_1$  (рис.1,а) и преобразовать цепь в более простую (рис. 1,б), то должны на графике (рис. 2,а) уточнить для известного значения  $\beta$  величину  $\gamma$ . Величина  $\gamma$  должна быть такой, как на рис. 2,а, или большей. При меньших значениях  $\gamma$ , при заданной точности упрощение цепи производить нельзя.

Если не учитывать объем  $V_2$ , то возможность такого упрощения цепи смотрим по графику рис. 2,б. Значение  $\gamma$  для

определенного  $\beta$  здесь должно быть таким, как на графике, или меньшим. Иначе заданная точность не будет выполнена.

Таким образом, учитывая параметры цепи  $\gamma$  и  $\beta$ , можно с определенной точностью упростить математическую модель и значительно ускорить процесс исследования всей пневматической цепи.

#### Л и т е р а т у р а

1. Герц Е.В. Пневматические приводы. М., 1969. 2. Метлюк Н.Ф., Автушко В.П. Динамический расчет простейшей цепи пневматических приводов. -- В сб.: "Автотракторострое-ние. Вопросы оптимизации проектирования автомобилей, тракторов и их двигателей". Минск, 1977, вып. 9.

УДК 621.869.447:629.11.014

В.Я. Бабук, А.А. Цереня,  
Л.А. Молибошко, канд.  
техн.наук, Г.Ф. Бутусов,  
канд.техн.наук (Белорусский  
политехнический институт )

### МОДЕЛИРОВАНИЕ НА АВМ РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ ОДНОШАРНИРНОГО АВТОПОГРУЗЧИКА

Расчет динамических характеристик рулевых управлений одношарнирных машин связан со значительными трудностями из-за нелинейных зависимостей, входящих в уравнения движения. Линеаризация дифференциальных уравнений приводит к искажению качественной и количественной оценок характеристик рулевых управлений.

Применение аналоговой вычислительной техники позволяет учесть имеющиеся нелинейности в системе.

Для рулевого управления одношарнирного автопогрузчика ТО-18 (рис. 1) характерны следующие особенности. Золотник 4 приводится от рулевого колеса через червячную пару 5. С другой стороны, на золотник воздействует обратная связь от гидромотора 2 через планетарный редуктор 3. При поворотах машины рабочая жидкость поступает и в гидромотор обратной связи, при этом получает вращение корона планетарного редуктора обратной связи, непосредственно связанная с золотником, который, поворачиваясь в червячной паре винт—гайка, стремится занять нейтральное положение.