

УДК 62-525

А.П. Губарев, д-р техн. наук,
А.А. Беспалов

Национальный технический университет Украины
«Киевский политехнический институт»

К ВОПРОСУ ПРИМЕНЕНИЯ ИМПУЛЬСНОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ДАВЛЕНИЯ В ПНЕВМОПРИВОДЕ ПЕРЕМЕННОЙ ЖЁСТКОСТИ

Розглянуто можливість підвищення точності позиціонування пневматичного привода шляхом регулювання жорсткості. Запропоновано метод регулювання жорсткості привода шляхом керування рівнем тиску в його камерах. Розроблено схему пневматичного привода з дискретно-імпульсним регулюванням жорсткості. Отримано рівняння залежності жорсткості від початкового рівня тиску в камерах. Наведено та порівняно результати обчислювальних експериментів на математичній моделі і фізичних експериментів.

The possibility of increasing positioning accuracy of pneumatic drive by means of stiffness control is discussed. Method for control of stiffness by regulating pressure level in drive chambers is proposed. Scheme of pneumatic drive with pulse control of stiffness is developed. An equation, which illustrates dependence of stiffness from initial pressure level, is achieved. Results of numerical simulations are given and compared with the results of physical experiments.

Введение

Пневматический сервопривод широко применяется в промышленности для задач сборки, сортировки, упаковки, позиционирования рабочего органа запорно-регулирующей арматуры [1]. Применение ПЛК позволяет создавать пневматические сервоприводы с управлением дискретно-импульсного типа.

Пневматическая система, охваченная обратными связями по положению выходного звена и по давлению, может работать в режиме регулирования положения или усилия с дополнительным контролем жёсткости. Изменение жёсткости во время работы системы позволяет оперативно адаптировать привод к задачам. Так, для задач манипуляции с кинематическими ограничениями (к примеру, открывание выдвижного ящика многозвенным манипулятором) манипулятор должен поддерживать низкую выходную жёсткость, которая минимизирует возмущения, вызванные нормальной к кинематически ограниченной траектории составляющей погрешности позиционирования. Наоборот, для задач резания по криволинейным траекториям привод, входящий в состав координатного манипулятора, должен иметь максимальную жёсткость, которая минимизирует отклонение траектории, вызванное действием внешних факторов [5].

Оценка влияния жёсткости пневмопривода на его точность

При статическом расчёте привода под действием внешней нагрузки выходное звено занимает положение, определяемое характеристикой жёсткости. При увеличении крутизны характеристики жёсткости то же дополнительное усилие будет вызывать меньшее смещение выходного звена. Таким образом, изменение жёсткости может быть использовано для повышения точности позиционирования при переменной нагрузке, что характерно для запорно-регулирующей арматуры.

Характеристики жёсткости пневматического привода определяются, в основном, уравнениями состояния газа в рабочих полостях привода. Для структуры пневматического цилиндра двустороннего действия с одним штоком (рис. 1) характеристики жёсткости привода описываются уравнениями состояния газа в полостях (1) и уравнением сил, действующих на поршень (2):

$$\begin{cases} p_1 \cdot V_1^k = (p_1 + \Delta p_1) \cdot (V_1 - \Delta V_1)^k \\ p_2 \cdot V_2^k = (p_2 - \Delta p_2) \cdot (V_2 + \Delta V_2)^k \end{cases} \quad (1)$$

$$p_1 \cdot F_1 - p_2 \cdot F_2 - p_{\text{атм}} \cdot (F_1 - F_2) - P - m \frac{d^2 x}{dt^2} - P_{\text{тр}} = 0 \quad (2)$$

где p_1, p_2 — абсолютные давления в полостях; V_1, V_2 — объёмы полостей; F_1 — площадь поршня; F_2 — площадь поршня со стороны штоковой полости; m — масса подвижных частей (поршня, штока, внешней массы); P — внешняя сила; x — координата поршня; Δx — приращение координаты поршня; s — ход; Δp_1 и Δp_2 — изменения давления в поршневой и штоковой полостях цилиндра, соответственно; ΔV_1 и ΔV_2 — изменения объёмов полостей; k — показатель адиабаты; $p_{\text{атм}}$ — атмосферное давление; $P_{\text{тр}}$ — сила трения.

При записи уравнений приняты следующие допущения: термодинамический процесс адиабатный; рабочее тело — идеальный газ; перетечек газа между камерами и утечек в окружающую среду нет, сила трения задаётся дополнительной функцией.

Для получения характеристики жёсткости необходимо получить зависимость усилия на штоке цилиндра от смещения поршня относительно исходного положения при известных значениях давления в камерах цилиндра и геометрических параметрах. Выразим объёмы газа в ра-

бочих камерах и их приращения через перемещение поршня (3) и приведём перемещения к безразмерному виду (4):

$$\begin{cases} V_1 = (x + x_{01}) \cdot F_1 \\ V_2 = (s - x + x_{02}) \cdot F_2 \\ \Delta V_1 = \Psi \cdot \Delta V_2 = \Delta x \cdot F_1 = \Delta x \cdot \Psi \cdot F_2 \end{cases}, \quad (3)$$

$$\xi = \frac{x}{s}, \quad \xi_{01} = \frac{x_{01}}{s}, \quad \xi_{02} = \frac{x_{02}}{s}, \quad \Delta \xi = \frac{\Delta x}{s}, \quad (4)$$

где $\Psi = F_1/F_2$ — отношение эффективных площадей поршня; x_{01} и x_{02} — фиктивные координаты поршня, учитывающие влияние мёртвого объёма; ξ — безразмерная координата поршня; $\Delta \xi$ — безразмерное смещение поршня; ξ_{01} и ξ_{02} — фиктивные координаты, учитывающие влияние мёртвого объёма привода.

Ограничения, определяемые геометрией рабочей камеры, примут вид (5):

$$\xi \in [0; 1]. \quad (5)$$

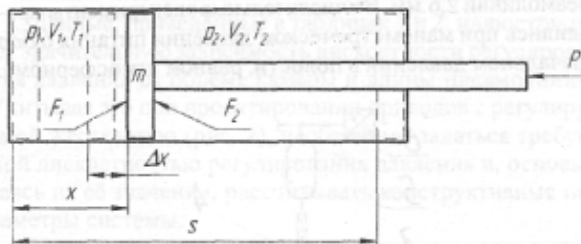


Рис. 1. Структурная схема пневматического цилиндра.

Для построения характеристики жёсткости выразим из уравнений (1)–(4) сумму внешней силы P и её приращения ΔP , вызывающего смещение поршня на величину $\Delta \xi$. В первом приближении запишем сумму сил $P + \Delta P$ в функции безразмерного смещения поршня, отбросив силы инерции и трения, считая процессы квазистатическими. Полученная зависимость с учётом ограничений (5) является статической характеристикой жёсткости привода:

$$P + \Delta P = F_2 \cdot \left[\Psi \cdot p_1 \cdot \left(\frac{\xi + \xi_{01}}{\xi - \Delta \xi + \xi_{01}} \right)^k - p_2 \cdot \left(\frac{1 - \xi + \xi_{02}}{1 + \Delta \xi - \xi + \xi_{02}} \right)^k + p_{амв} (1 - \Psi) \right]. \quad (6)$$

В соответствии с уравнением (6) на величину точности при переменной нагрузке влияет уровень давления в полостях привода (p_1, p_2) и положение поршня, которое определяет асимметричность характеристики. К примеру, для пневматического цилиндра с диаметром поршня $D = 63$ мм и диаметром штока $d = 20$ мм ($\Psi = 1,112$), находящегося в центральном положении ($\xi = 0,5$) в уравновешенном состоянии при увеличении избыточного давле-

ния в поршневой полости p_1 с 1 бар до 4 бар (соответственно, давление в штоковой полости p_2 увеличено с 1,112 бар до 4,448 бар) смещение выходного звена под действием приращения внешней силы $\Delta P = 1$ кН уменьшается в 2 раза с $\Delta \xi = 0,222$ до $\Delta \xi = 0,11$. Это даёт основание рассматривать регулирование уровня давления в полостях пневмопривода как способ изменения крутизны характеристики жёсткости.

Пневмопривод с импульсным регулированием жёсткости

Для регулирования жёсткости предложена схема пневмопривода с импульсным управлением (рис. 2). Она может быть реализована без обратной связи по давлению, однако добавление второй обратной связи позволяет исключить накопление погрешности давления, неизбежное в разомкнутой системе. Наличие обратной связи по давлению также позволяет адаптировать привод к задачам, в которых первичным является регулирование усилия на штоке, а не положение штока.

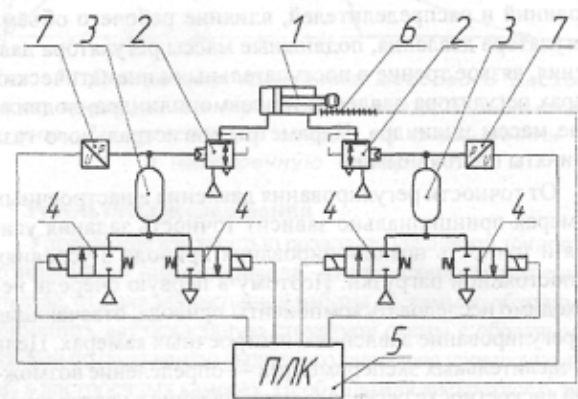


Рис. 2. Схема пневмопривода: 1 — исполнительное устройство объёмного действия; 2 — пропорциональные регуляторы давления с пневмоуправлением; 3 — настроечные пневмокамеры; 4 — дискретные распределительные клапаны; 5 — управляющий ПЛК; 6 — датчик обратной связи по положению; 7 — датчик обратной связи по давлению.

Для оценки работоспособности предложенного схемного решения и определения параметров системы регулирования (объёмов настроечных камер, проходных сечений распределителей и их соотношений) была разработана имитационная математическая модель привода (без ПЛК управления) с регулируемой жёсткостью. Модель реализована с помощью средств визуального программирования в среде MATLAB Simulink с применением средств физического моделирования пакета Simscape (рис. 3) [3]. Модель учитывает режимы течения газа в местных сопротивлениях (элементах распределителей и фитингах), влияние объёма и путевого сопротивления пневмолиний [4], влияние конструктивных элементов распределителей на течение газа [2], адиабатический термодинамический процесс в пневмокамерах, объёмах пнев-

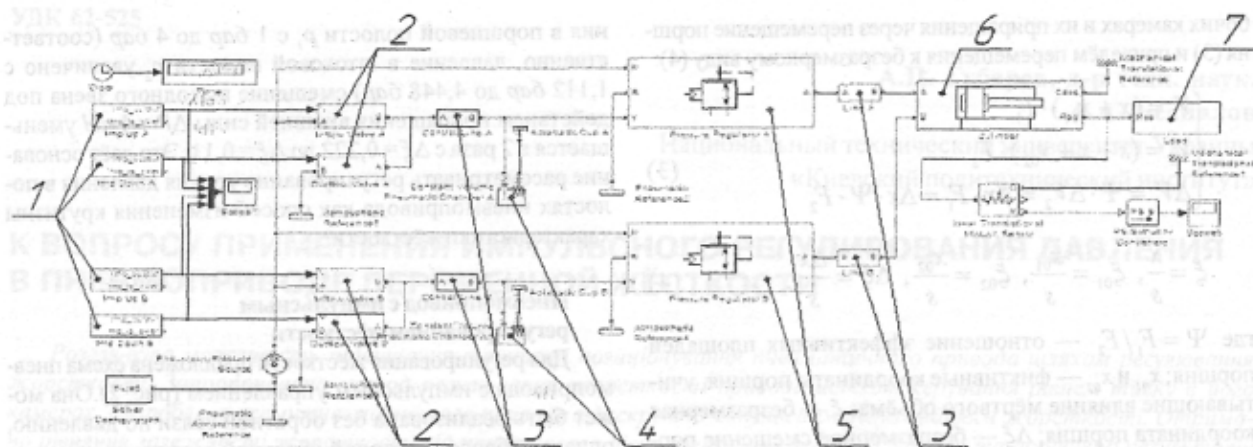


Рис. 3. Структурная схема математической модели привода в Simulink: 1 — источники импульсов, 2 — подсистемы распределителей, 3 — подсистемы пневмолиний, 4 — модели пневмокамер постоянного объема, 5 — подсистемы регуляторов давления, 6 — подсистема пневмоцилиндра, 7 — модель нагрузки.

молиний и распределителей, влияние рабочего объема регулятора давления, подвижные массы регулятора давления, вязкое трение в поступательных кинематических парах регулятора давления и пневмоцилиндра, подвижные массы цилиндра. Параметры магистрального газа приняты постоянными.

От точности регулирования давления в настроечных камерах принципиально зависит точность задания усилия и точность позиционирования привода в условиях непостоянной нагрузки. Поэтому в первую очередь необходимо исследовать компоненты привода, отвечающие за регулирование давления в настроечных камерах. Цель вычислительных экспериментов — определение возможной дискретности регулирования давления в настроечной камере при подаче серии трапециевидных импульсов на управляющие клапаны. Для вычислительных экспериментов был выбран фрагмент системы, включающий клапаны нагнетания и выхлопа 2, пневмолинии 3 и настроечные пневмокамеры 4 (рис. 3).

Первая серия вычислительных экспериментов была проведена в режиме импульсного нагнетания воздуха в пневмокамеру. Закон открытия распределителя при обработке импульса был принят трапециевидным с линейными законами открытия и закрытия, время открытия и время закрытия были приняты равными паспортным данным распределителя. В качестве прототипа 2/2 распределителя был выбран распределитель прямого действия с электромагнитным управлением FESTO MHE2-MS1H-3/2G-QS-4 — время открытия 1,7 мс, время закрытия 2 мс. Условный проход распределителя 2 мм. Длительностью импульса принимается промежуток времени от начала открытия до начала закрытия распределителя, что соответствует периоду пропускания тока через электромагнит распределителя. Исследовалась серия импульсов, длительностью 0,01 с с частотой повторения 4 Гц. Вычислительные эксперименты проводились для различных объемов камер и длин пневмолиний. Ряд объемов камер: 0,1 дм³, 0,2 дм³, 0,3 дм³, 0,4 дм³, 0,5 дм³; ряд длин пневмоли-

ний: 0,1 м, 0,5 м, 1 м, 3 м, 5 м; внутренний диаметр пневмолиний 2,6 мм. Вычислительные эксперименты проводились при манометрическом давлении питания 6 бар и начальном давлении в полости, равном атмосферному.

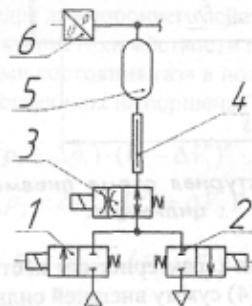


Рис. 4. Фрагмент импульсной системы с дополнительным распределителем дросселирования: 1 — распределитель нагнетания; 2 — распределитель выхлопа; 3 — управляемый дискретный дроссель; 4 — пневмолиния; 5 — настроечная камера; 6 — датчик обратной связи по давлению.

В ходе вычислительных экспериментов были получены поимпульсные характеристики в формате таблиц «номер импульса — давление в камере». Из этих данных были получены значения абсолютной и относительной дискретности импульсной системы регулирования давления в камере. Выделив из полученных рядов максимальные значения дискретности и средние арифметические значения дискретности среди значимых (значимыми приняты только приращения давления более 0,001 бар, чтобы исключить влияние асимптотического характера заполнения камеры на процесс усреднения), можно оценить точность регулирования давления. Полученные значения максимальной и средней арифметической дискретности регулирования давления приведены в таблицах 1 и 2.

Таблиця 1. Значення максимальної абсолютної дискретності регулювання тиску в пневмокамері, бар

Длина линии, м	Объём камеры, дм ³				
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
0,1	0,196	0,1	0,067	0,05	0,04
0,5	0,19	0,098	0,066	0,05	0,04
1	0,181	0,096	0,065	0,049	0,04
3	0,152	0,087	0,061	0,049	0,039
5	0,132	0,08	0,057	0,044	0,036

Таблиця 2. Значення середньої арифметичної абсолютної дискретності регулювання тиску в пневмокамері, бар

Длина линии, м	Объём камеры, дм ³				
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
0,1	0,122	0,063	0,043	0,032	0,026
0,5	0,115	0,061	0,041	0,031	0,025
1	0,107	0,058	0,039	0,030	0,024
3	0,088	0,051	0,036	0,03	0,024
5	0,077	0,047	0,034	0,026	0,022

Данные, приведённые в таблицах 1 и 2, иллюстрируют значительную зависимость дискретности регулирования тиску от объёма камеры и длины пневмолинии. Учитывая это при проектировании приводов с регулируемой жёсткостью (рис. 2), необходимо задаться требуемой дискретностью регулирования тиску и, основываясь на её значении, рассчитывать конструктивные параметры системы.

Учитывая различия конструктивных подходов к компоновке привода, можно выделить три пути достижения требуемой дискретности регулирования тиску:

1. Увеличение длины пневмолинии и объёмов пневмокамер, уменьшение проходного сечения распределителей. Однако это приводит к ухудшению динамических характеристик привода, в первую очередь, быстродействия.
2. Выбор более быстродействующих распределителей — соответственно, и более дорогих.
3. Добавление управляемого дискретного дросселя 3 (рис. 4): система позволяет быстро изменять тиску в камере при неактивном положении дросселя 3 и дозировать малые порции тиску при активном положении управляемого дросселя 3.

При увеличении длины пневмолинии, при неизменном значении объёма настроечной пневмокамеры увеличивается время, необходимое на отработку одного импульса, что обусловлено влиянием объёма пневмолинии и временем прохождения волны деформации. Вычислительные эксперименты показали, что при длине подводящих линий, не превышающей нескольких метров и внутреннем диаметре до 6 мм (что соответствует номенклатуре полимерных труб, применяемых на практике) влияние объёма линии значительно превосходит влияние скорости распространения волны деформации. Диаграмма изменения массового расхода, иллюстрирующая этот эффект, изображена на рис. 5. Параметры моделирования: длина пневмолинии 5 м, внутренний диаметр пневмолинии 4 мм, объём камеры 0,2 дм³, магистральное маномет-

рическое тиску 6 бар, длительность импульса 0,1 с, законы открытия и закрытия золотника приняты линейными и делятся по 0,01 с.

Учитывать длину пневмолинии при проектировании привода с импульсным управлением необходимо не только для расчёта приращений тиску, но и для определения предельной частоты импульсной модуляции в случае применения ЧИМ или ШИМ. Если частота импульсов будет выше предельной, ограниченной физическими параметрами пневмолинии, каждый последующий импульс будет начинаться до выравнивания тиску в начале и в конце пневмолинии. В этом случае прогнозирование приращения тиску в настроечной камере будет затруднено.

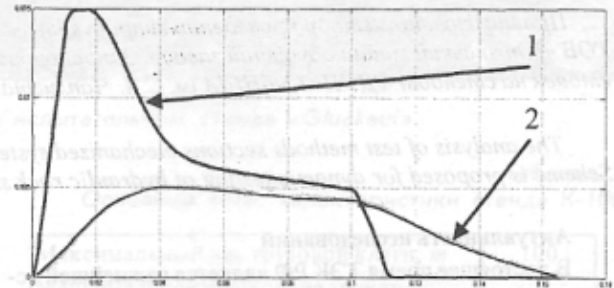


Рис. 5. Диаграмма изменения массового расхода во времени: 1 — расход на входе в пневмолинию, 2 — расход на выходе из пневмолинии в настроечную камеру.

Результаты исследований

Управление жёсткостью позволяет увеличить точность позиционного пневмопривода. Анализ схемных решений показал, что для эффективной работы системы необходимо применить двухкаскадную структуру схемы с обратными связями по положению выходного звена и по уровню тиску в настроечных камерах. Необходимая дискретность регулирования тиску в полостях достигается разными способами в зависимости от требований к компоновке элементов привода: изменением конструктивных параметров системы (длины линий и объёма камер), подбором распределителей с требуемым быстродействием или добавлением дополнительного управляемого дискретного дросселя.

Литература

1. Пневматические устройства и системы в машиностроении: Справочник / Е.В. Герц, А. И. Кудрявцев, О.В. Ложкин и др. — М.: Машиностроение, 1981. — 408 с., ил.
2. Герц, Е.В., Крейнин, Г.В. Расчёт пневмоприводов: Справочное пособие. — М.: Машиностроение, 1975. — 272 с.
3. Documentation for MathWorks Products, R2009b — <http://www.mathworks.com/access/helpdesk/help/helpdesk.html>
4. Pneumatic Drives: System Design, Modelling and Control. Beater Peter, 2007, XIV, 324 p. 244 illus., Hardcover.
5. Xiangrong Shen, Michael Goldfarb, 2007, «Simultaneous Force and Stiffness Control of a Pneumatic Actuator» // Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control Vol. 129 p. 425—434.

Надійшла 28.09.2010 р.