

DOI: 10.18721/JEST.25111
УДК 621.01

В. Чжао, В.Л. Жавнер, А.Б. Смирнов, Ч. Янь

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,
Санкт-Петербург, Россия

ПРИМЕНЕНИЕ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ЦИЛИНДРОВ С ВОЗВРАТНЫМИ ПРУЖИНАМИ В МЕХАТРОННЫХ РЕКУПЕРАТИВНЫХ ПРИВОДАХ

Рассмотрены вопросы использования пневматических двигателей в пружинных приводах для компенсации диссипативных потерь и фиксации привода в крайних положениях пружинных аккумуляторов. Выделен класс задач, для которых при создании пружинных рекуперативных приводов используются только пневматические цилиндры с возвратными пружинами. Рассмотрены примеры использования таких приводов в фасовочно-упаковочном оборудовании. Предложено применять пневматические приводы с возвратными пружинами в мехатронных приводах, построенных на базе линейных пружинных аккумуляторов с двумя пружинами. Рассмотрены алгоритмы компенсации диссипативных потерь в мехатронных приводах. Для каждого типоразмера пневматического цилиндра определены максимальные значения масс, которые могут быть перемещены такими мехатронными приводами. Дано описание схемы дозатора сыпучих продуктов, у которого обеспечена простота его разборки и сборки для санитарно-гигиенической обработки. Предложено использовать пневматические цилиндры с возвратными пружинами в мехатронных приводах с рекуперацией энергии на базе нелинейных пружинных аккумуляторов. Приведены зависимости для определения диссипативных потерь.

Ключевые слова: пружинный привод, диссипативные потери, рекуперация энергии, пневматические цилиндры, дозаторы, упаковочные материалы.

Ссылка при цитировании:

В. Чжао, В.Л. Жавнер, А.Б. Смирнов, Ч. Янь. Применение пневматических цилиндров с возвратными пружинами в мехатронных рекуперативных приводах // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2019. Т. 25. № 1. С. 111–123. DOI: 10.18721/JEST.25111.

Wen Zhao, V.L. Zhavner, A.B. Smirnov, Chuanchao Yan

Peter the Great St. Petersburg polytechnic university. St. Petersburg, Russia

APPLICATION OF PNEUMATIC SPRING-RETURN CYLINDERS IN MECHATRONIC DRIVES WITH ENERGY RECOVERY

We have considered the questions of using pneumatic motors in spring drives for compensating for dissipative losses, fixing the drive in extreme positions of spring batteries. A class of problems has been identified in which spring drives with energy recovery are created using only pneumatic cylinders with return

springs. Examples of using such drives in filling and packaging equipment have been considered. We have proposed to make pneumatic actuators with return springs in mechatronic drives constructed on the basis of linear spring accumulators with two springs. We have considered algorithms for compensation of dissipative losses in mechatronic drives. The maximum values of the mass which can be mixed by such mechatronic drives for each size of pneumatic cylinder have been determined. We have described a scheme for a dispenser of bulk products which is easy to disassemble and assemble for sanitary and hygienic processing. It is proposed to use pneumatic cylinders with return springs in mechatronic drives with energy recovery based on nonlinear spring batteries. Dependences for determining dissipative losses have been given.

Keywords: spring drive, dissipative losses, energy recovery, pneumatic cylinders, dispensers, packaging materials.

Citation:

Wen Zhao, V.L. Zhavner, A.B. Smirnov, Chuanchao Yan, Application of pneumatic engines for compensation of dissipative losses in spring wires with recovery of energy, *St. Petersburg polytechnic university journal of engineering science and technology*, 25(01)(2019) 111–123, DOI: 10.18721/JEST.25111.

Введение

В задачах возвратно-поступательного перемещения объектов с управляемым выстоем в крайних положениях уменьшение затрат энергии достигается за счет использования мехатронных пружинных приводов с рекуперацией энергии [1–3]. Затраты энергии могут быть снижены в несколько раз [4, 5]. Традиционно пружинный привод содержит линейный или нелинейный пружинный аккумулятор, систему управления, управляемые фиксаторы и двигатель для компенсации диссипативных потерь [6, 7]. В гидравлических приводах отпадает необходимость использования управляемых фиксаторов, но такие приводы целесообразно применять для перемещения изделий с массами более 1000 кг при невысоком быстродействии. Использование электродвигателей для компенсации диссипативных потерь на всем протяжении перемещения ограничивается быстродействием, так как при высоком быстродействии возрастает мощность двигателя и требуются передачи с большим передаточным числом [1]. При высоком быстродействии предпочтительно применять пневматические цилиндры, обеспечивающие компенсацию диссипативных потерь, фиксацию выходного звена в крайних положениях и работу при технологических нагрузках [4].

Цель нашей работы – исследование пневматических двигателей в пружинных приводах для компенсации диссипативных потерь и фиксации привода в крайних положениях пружинных аккумуляторов.

В работе рассматриваются мехатронные приводы с рекуперацией энергии, построенные на базе пневматических цилиндров с возвратными пружинами [13–15]. Обычно такие цилиндры используются в приводах с односторонней нагрузкой.

В табл. 1 представлены характеристики пневматических цилиндров с возвратными пружинами итальянской фирмы Pnevmax.

Методы исследования

Объектом исследования являются пневматические цилиндры с возвратными пружинами, применяемые в приводах с односторонней нагрузкой, где возвратные пружины обеспечивают перемещение рабочего органа в исходное положение. Поскольку в этих пневматических цилиндрах присутствуют элементы, необходимые и достаточные для реализации мехатронных пружинных приводов с рекуперацией энергии, то поставлена задача: выполнить анализ характеристик пневматических цилиндров и синтез мехатронных пружинных приводов с целью упростить их конструкции, повысить надежность и снизить затраты на проектирование.



Таблица 1
Характеристики пневматических цилиндров
с возвратными пружинами
итальянской фирмы Pnevmax

Table 1
Characteristics of pneumatic cylinders with return springs
of the Italian company Pnevmax

Диаметр поршня, мм	Характеристики цилиндров		
	F_n , Н	F_k , Н	c , Н/м
<i>Микроцилиндры серии ISO 6431-1260 (ход 0–40 мм)</i>			
ø 12	9,9	26,5	415
ø 16	10,8	22,6	295
ø 20	10,8	22,6	295
ø 25	7,9	49,1	1030
ø 32	19,7	53,0	832,5
ø 40	39,3	106,0	1667,5
ø 50	39,3	106,0	1667,5
<i>Микроцилиндры серии ISO 6431-1280 «MIR» (ход 0–50 мм)</i>			
ø 8	2,2	4,2	40
ø 10	2,2	4,2	40
ø 12	4,0	8,7	94
ø 16	7,5	21,0	270
ø 20	11,0	22,0	220
ø 25	16,5	30,7	284
ø 32	23,0	52,5	590
<i>Цилиндры серии ISO 15552-1319-20-21 (ход 0–50 мм)</i>			
ø 32	17,2	41,7	490
ø 40	24,6	83,4	1176
ø 50	51,0	114,8	1276
ø 63	51,0	114,8	1276
ø 80	98,1	194,2	1922
ø 100	98,1	194,2	1922
<i>Компактные цилиндры «Европа» (ход 0–25 мм)</i>			
ø 12	3,9	9,3	216
ø 16	4,4	17,7	532
ø 20	4,9	18,1	528
ø 25	9,8	25,5	628
ø 32	12,3	34,3	880
ø 40	16,7	44,1	1096
ø 50	27,5	51,0	940
ø 63	37,3	63,8	1060
ø 80	59,4	99,4	1600
ø 100	101,3	141,9	1624

Примечание: F_n – начальное усилие, при вытянутом штоке; F_k – максимальное усилие, при втянутом штоке пружине; c – жесткость пружины.

Построение пружинных приводов с рекуперацией энергии возможно на основе линейного пружинного аккумулятора с двумя пружинами, схема которого представлена на рис. 1.

Без учета диссипативных потерь рассматриваемый пружинный привод представляет собой консервативный линейный осциллятор с частотой колебания, не зависящей от амплитуды, поэтому к нему применимы все зависимости, используемые для линейных осцилляторов [5, 7]. Такая конфигурация привода позволяет программным способом организовать в соответствии с теоремой Эри любой возможный вариант включения пневматических цилиндров в работу для компенсации диссипативных потерь, а именно:

в начале хода;

на всем перемещении рабочего органа;

в начале и в конце хода (в середине же хода полости цилиндров соединяются с атмосферой);

включение соответствующего пневматического цилиндра только в конце хода.

На рис. 2 представлено графическое изображение теоремы Эри.

Так как теорема была сформулирована голландским математиком Эри при исследовании часовых механизмов, то в эпоху чистой механики конструктивно проще было подавать компенсационное воздействие при прохождении среднего положения, в начале или конце хода. В случае конструктивных решений с нелинейными пружинными аккумуляторами подача компенсационного импульса в среднем положении выходного звена невозможна. Однако мехатронные принципы проектирования позволяют выполнить компенсацию диссипативных потерь по любому закону, если это не противоречит возможным конструктивным ограничениям, например при использовании нелинейных пружинных аккумуляторов [4].

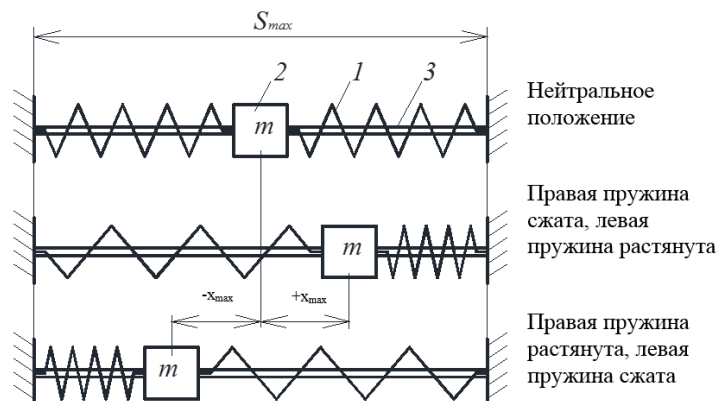


Рис. 1. Схема линейного пружинного аккумулятора с двумя пружинами сжатия
 Fig. 1. Diagram of a linear spring battery with two compression springs

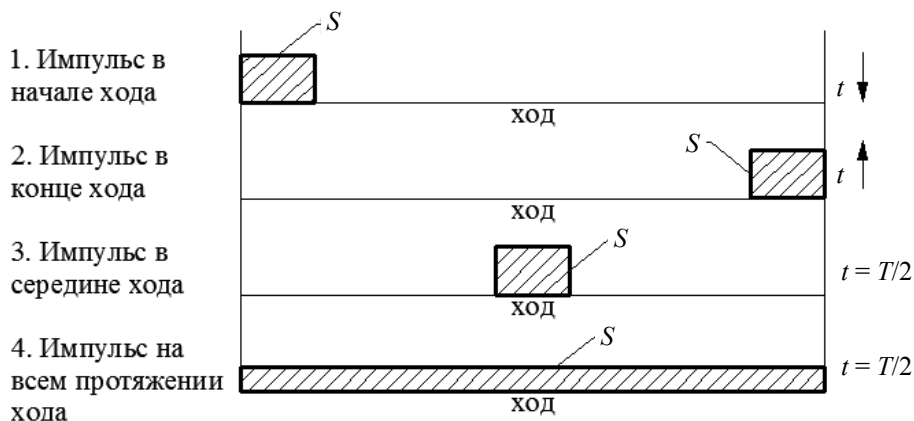


Рис. 2. Графическое изображение теоремы Эри
 Fig. 2. Graphic representation of the Erie theorem

Определим область применения представленных в табл. 1 пневматических цилиндров с возвратными пружинами в мехатронных рекуперативных приводах, построенных с использованием схемы линейного пружинного аккумулятора с двумя пружинами.

Для линейного пружинного аккумулятора с двумя пружинами без учета диссипативных потерь время перемещения рабочего органа из одного крайнего положения в другое определяется выражением

$$t = \pi \sqrt{m / 2c}. \quad (1)$$

Для пружинного аккумулятора при использовании пневматических цилиндров с возвратными пружинами величина предвари-

тельного сжатия определяется следующим выражением:

$$L_{\min} = F_H / c = h. \quad (2)$$

Тогда минимальная потенциальная энергия пружины равна

$$\Pi_{\min} = 0,5 F_H^2 / c. \quad (3)$$

Максимальная потенциальная энергия пружины равна

$$\Pi_{\max} = 0,5c(S + L_{\min})^2. \quad (4)$$

Введем понятие эффективной потенциальной энергии $\Pi_{\text{эф}}$, равной разности максимальной и минимальной потенциальных энергий:

$$\Pi_{\text{эф}} = \Pi_{\max} - \Pi_{\min} = 0,5c(S^2 + SL_{\min}). \quad (5)$$

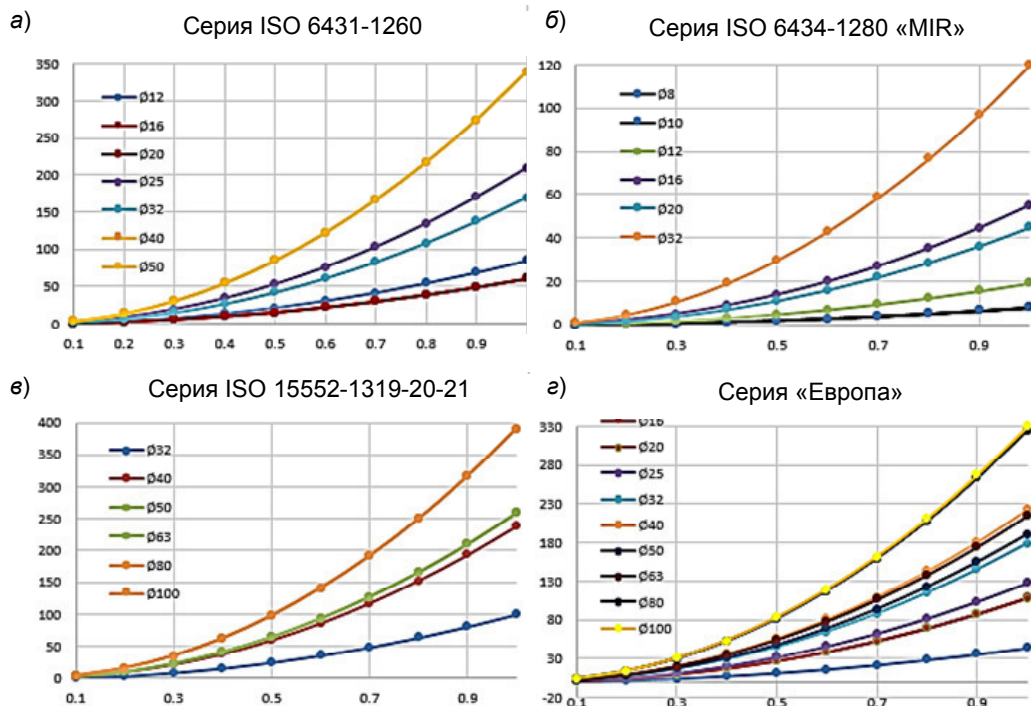


Рис. 3. Графики изменения максимальной массы перемещаемой нагрузки m от заданного времени перемещения t для пневмоцилиндров разных серий
 Fig. 3. Graphs of changes in the mass of the load m from a given time of movement t

Она позволяет определить максимальную скорость каретки в среднем положении:

$$\dot{x}_{\max} = \sqrt{2P_{\text{эф}} / m}. \quad (6)$$

Из уравнения (1) можно определить максимальную массу, в зависимости от заданного времени перемещения t .

На рис. 3 представлены зависимости максимальной массы m нагрузки, которую можно переместить от заданного времени перемещения t .

Мехатронный привод с рекуперацией энергии, разработанный на кафедре автоматов Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого, построенный с применением таких цилиндров и реализованный по схеме линейного пружинного аккумулятора с двумя пружинами (см. рис. 1), рассматривается на примере привода шибера дозатора. Схема последнего представлена на рис. 4.

Из соображений удобства ежедневной санитарно-гигиенической обработки дозатора применены два пневматических цилиндра с возвратными пружинами. Шибер расположен между штоками цилиндров, и не требуется соединительных элементов между штоками и шибером. Для подключения бесштоковых полостей к источнику сжатого воздуха с целью компенсации диссипативных потерь или фиксации рабочего органа в крайних положениях используется распределитель 5/3, у которого в нейтральном положении полости пневматических цилиндров соединены с атмосферой. В дозаторе использованы пневматические цилиндры фирмы Пневмакс (Италия) с диаметром поршня 16 мм, ходом штока 25 мм и жесткостью пружины 295 Н/м (см. табл. 1). При массе шибера 0,7 кг время перемещения t из одного крайнего положения в другое равно 0,11 с. При использовании компактного цилиндра «Европа» с таким же диаметром поршня и с жесткостью

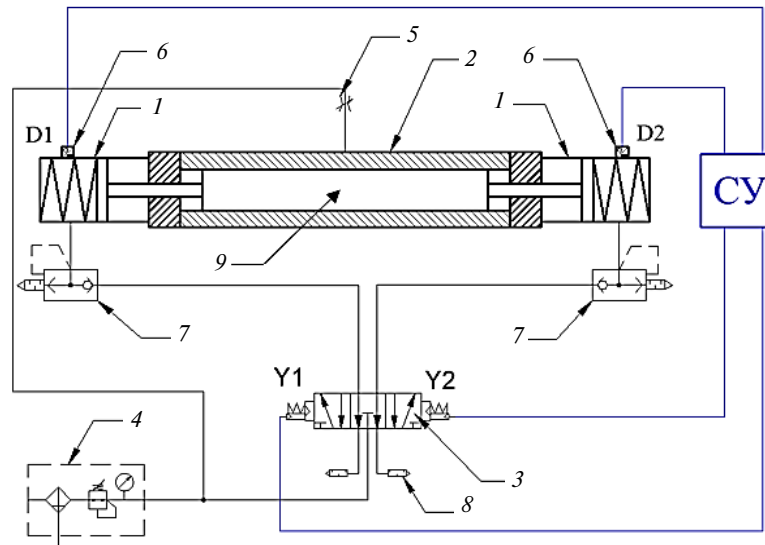


Рис. 4. Мехатронный привод шиберного дозатора:

1 – пневматические цилиндры с возвратными пружинами; 2 – корпус дозатора; 3 – пневматический распределитель 5/3; 4 – блок подготовки воздуха; 5 – регулируемые дроссели; 6 – датчики положения; 7 – клапан быстрого выхлопа; 8 – глушитель; 9 – шибер

Fig. 4. Mechatronic drive of the gate dosing

1 – pneumatic cylinders with return springs; 2 – body of dosing; 3 – pneumatic distributor 5/3; 4 – air preparation unit; 5 – adjustable throttles; 6 – position sensors; 7 – quick exhaust valve; 8 – silencer; 9 – gate

пружины 532 Н/м (см. табл. 1) время t составит 0,09 с. Особенностью разработанного привода является режим работы с нулевой скоростью при позиционировании в крайних положениях. Однако следует отметить увеличенный габарит привода вдоль рабочих движений шиберра, который зависит от линейных размеров шиберра, использования двух цилиндров и обусловлен необходимостью периодической санитарно-гигиенической обработки дозатора.

Рассмотрим возможность применения пневматических цилиндров с возвратными пружинами в мехатронных пружинных рекуперативных приводах, построенных на базе нелинейного пружинного аккумулятора [5].

Схема нелинейного пружинного аккумулятора приведена на рис. 5.

В работе [5] показано, что пружинный аккумулятор превращается в линейный гармонический осциллятор и время движения из одного крайнего положения в другое опреде-

ляется уравнением (1), если выполняется следующее соотношение между характеристиками пружинного аккумулятора:

$$h = mg / c = F_n / c, \quad (7)$$

где h – конструктивный размер, равный минимальному расстоянию между осями шарнирных соединений пружинного аккумулятора.

Масса ползуна в этом случае должна быть равна

$$m = F_n / g. \quad (8)$$

Время перемещения равно [5]

$$t = \sqrt{h}. \quad (9)$$

Максимальное отклонение каретки от среднего положения x_{\max} определяется следующим выражением:

$$x_{\max} = \sqrt{s^2 + 2hs}, \quad (10)$$

где s – ход цилиндра.

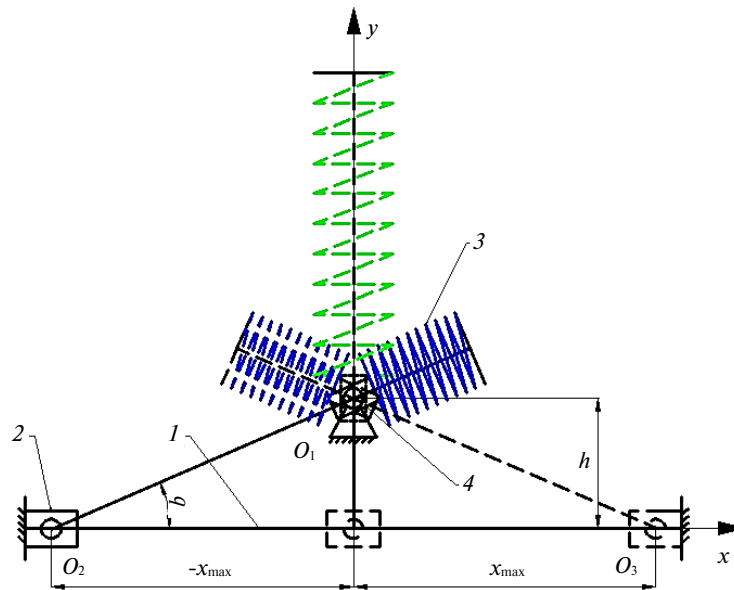


Рис. 5. Нелинейный пружинный аккумулятор с поступательной парой на базе пружины сжатия:

1 – направляющая; 2 – каретка (ползун); 3 – пружина; 4 – боковые шарниры

Fig. 5. Non-linear spring battery with a forward pair on the base of the compression spring:

1 – guideway; 2 – carriage (slider); 3 – spring; 4 – side hinges

При таких характеристиках привода на всем протяжении перемещения каретки суммарная нагрузка на направляющую равна нулю.

В табл. 2 представлены параметры пружинного привода с разгрузкой направляющих от массы каретки,

При использовании стандартных присоединительных элементов получаемые размеры h отличаются от значений, представленных в табл. 2, и приведены в табл. 3 для пневматических цилиндров с диаметрами поршня от 8 до 100 мм.

В этом случае время t можно получить в соответствии с работой [9] из решения следующего уравнения

$$t = \sqrt{m/2} \int_{-x_{\max}}^{x_{\max}} \frac{dx}{\sqrt{P_{\max} - P_T}}, \quad (11)$$

где P_T – текущее значение потенциальной энергии, определяемой координатой x .

После преобразований уравнение (11) принимает следующий вид:

$$t = \sqrt{m/c} K_{th}. \quad (12)$$

Здесь K_{th} – безразмерный коэффициент, получаемый при решении интегрального уравнения

$$K_{th} = \sqrt{m/c} \int_{-1}^1 \frac{d\bar{x}}{\sqrt{(\sqrt{1+\bar{h}^2} - \bar{h})^2 - (\sqrt{\bar{x}^2 + \bar{h}^2} - \bar{h})^2}}, \quad (13)$$

где $\bar{h} = h/x_{\max}$, $\bar{x} = x/x_{\max}$.

В табл. 4 приведены численные значения коэффициента k_{th} в зависимости от \bar{h} .

Второй пример использования рассматриваемых пневматических цилиндров с возвратными пружинами – привод протягивания упаковочного материала в фасовочно-упаковочных автоматах, представленный на рис. 6.

Таблица 2

Параметры пружинного привода с разгрузкой направляющих при максимальной массе каретки

Table 2

Parameters of the spring drive with unloading guideways with the maximum mass of the carriage

Диаметр поршня, мм	h , м	t , с	$2x_{max}$, мм
<i>Микроцилиндры серии ISO 6431-1260 (ход 0–40 мм)</i>			
12	0,024	0,154	118
16	0,037	0,191	135
20	0,037	0,191	135
25	0,008	0,088	94
32	0,024	0,154	118
40	0,024	0,154	118
50	0,024	0,154	118
<i>Микроцилиндры серии ISO 6431-1280 «MIR» (ход 0–50 мм)</i>			
8	0,055	0,235	179
10	0,055	0,235	179
12	0,043	0,206	164
16	0,028	0,167	145
20	0,050	0,224	173
25	0,058	0,241	182
32	0,039	0,197	160
<i>Цилиндры серии ISO 15552-1319-20-21 (ход 0–50 мм)</i>			
32	0,035	0,187	155
40	0,021	0,145	136
50	0,040	0,200	161
63	0,040	0,200	161
80	0,051	0,226	174
100	0,051	0,226	174
<i>Компактные цилиндры «Европа» (ход 0–25 мм)</i>			
12	0,018	0,134	78
16	0,008	0,091	64
20	0,009	0,096	66
25	0,016	0,125	75
32	0,014	0,118	73
40	0,015	0,123	74
50	0,029	0,171	91
63	0,035	0,188	98
80	0,037	0,193	100
100	0,062	0,250	122

Таблица 3

Значение h при стандартных присоединительных элементах

Table 3

h value with standard connections

Диаметр поршня, мм	h_{min} , м	$2x_{max}$, мм	K_{th}
8	46	145	5,024
10	46	145	5,024
12	51	150	5,215
16	51	150	5,215
20	60	160	5,215
25	64	164	5,293
32	109	232	6,276
40	125	245	6,447
50	150	265	3,443

Пружинный привод состоит из пневматического цилиндра 1, снабженного пружиной сжатия 2, которая установлена в штоковой полости цилиндра 1. С помощью боковых шарниров 3 цилиндр закреплен на корпусе привода. Шток цилиндра 1 шарнирно соединен с направляющей 4. Привод снабжен пневматическим распределителем 5/3 (позиция 5). На пневматическом цилиндре 1 установлены датчики положения – герконы 6. При движении ползуна в любое из крайних положений пружина 2 сжимается.

Работа происходит следующим образом. Сигнал с контроллера поступает в распределитель 5, который переходит в крайнее левое положение. Воздух с распределителя подается в пневматический цилиндр 1, и начинается движение под действием усилия пружины и усилия, действующего на поршень цилиндра. При прохождении поршня цилиндра мимо датчика 6, в контроллер 7 поступает сигнал, в свою очередь подающий напряжение на электромагнитный вход распределителя 5, который переходит в нейтральное положение, и полости пневматического цилиндра соединяются с атмосферой. Дальнейшее движение каретки происходит только под действием усилия пружины 2. Так продолжается до тех пор, пока



Таблица 4

Численные значения коэффициента k_{th} в зависимости от \bar{h}

Table 4

Numerical values of the coefficient k_{th} depending on \bar{h}

\bar{h}	K_{th}	\bar{h}	K_{th}	\bar{h}	K_{th}	\bar{h}	K_{th}	\bar{h}	K_{th}
0	3,142	0,20	3,613	0,40	4,211	0,60	4,911	0,80	5,692
0,01	3,162	0,21	3,640	0,41	4,243	0,61	4,948	0,81	5,733
0,02	3,182	0,22	3,668	0,42	4,276	0,62	4,986	0,82	5,774
0,03	3,203	0,23	3,695	0,43	4,310	0,63	5,024	0,83	5,815
0,04	3,225	0,24	3,723	0,44	4,343	0,64	5,062	0,84	5,856
0,05	3,246	0,25	3,752	0,45	4,377	0,65	5,100	0,85	5,897
0,06	3,268	0,26	3,780	0,46	4,411	0,66	5,138	0,86	5,939
0,07	3,291	0,27	3,809	0,47	4,445	0,67	5,176	0,87	5,981
0,08	3,314	0,28	3,838	0,48	4,480	0,68	5,215	0,88	6,022
0,09	3,337	0,29	3,868	0,49	4,514	0,69	5,254	0,89	6,064
0,10	3,360	0,30	3,897	0,50	4,549	0,70	5,293	0,90	6,106
0,11	3,384	0,31	3,928	0,51	4,585	0,71	5,332	0,91	6,148
0,12	3,408	0,32	3,958	0,52	4,620	0,72	5,371	0,92	6,191
0,13	3,433	0,33	3,989	0,53	4,656	0,73	5,411	0,93	6,233
0,14	3,457	0,34	4,019	0,54	4,692	0,74	5,451	0,94	6,276
0,15	3,483	0,35	4,051	0,55	4,728	0,75	5,490	0,95	6,318
0,16	3,508	0,36	4,082	0,56	4,764	0,76	5,530	0,96	6,361
0,17	3,534	0,37	4,114	0,57	4,800	0,77	5,571	0,97	6,404
0,18	3,560	0,38	4,146	0,58	4,837	0,78	5,611	0,98	6,447
0,19	3,586	0,39	4,178	0,59	4,874	0,79	5,651	0,99	6,490

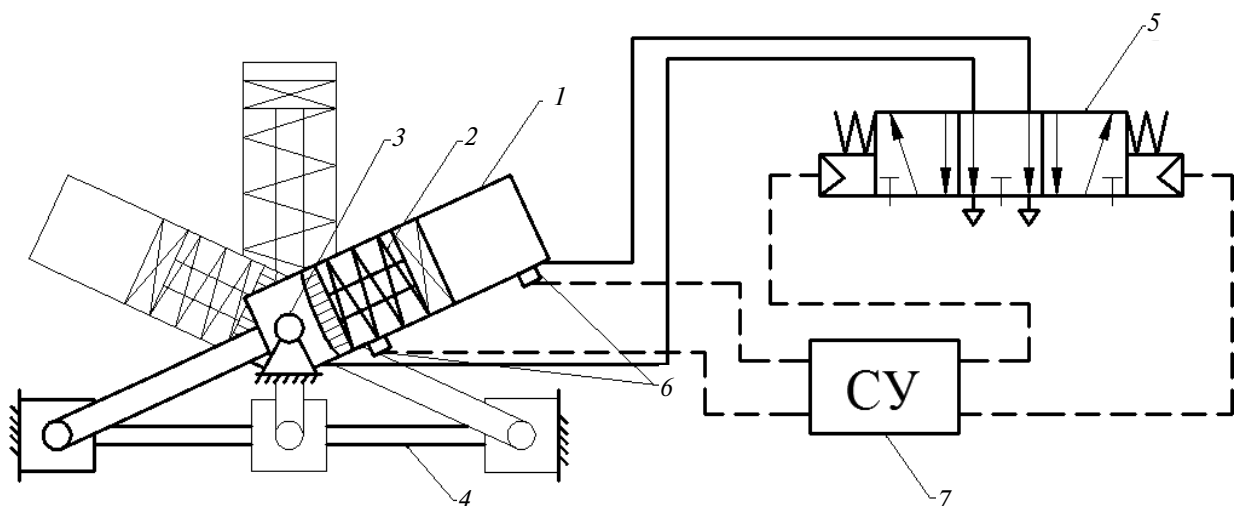


Рис. 6. Пружинный привод механизма протягивания упаковочного материала:

1 – пневматический цилиндр с пружиной сжатия; 2 – пружина сжатия; 3 – боковые шарниры; 4 – направляющая; 5 – пневматический распределитель 5/3; 6 – герконы; 7 – система управления

Fig. 6. Spring drive mechanism for pulling packaging material:

1 – pneumatic cylinder with compression spring; 2 – compression spring; 3 – side hinges; 4 – directing; 5 – pneumatic distributor 5/3; 6 – reed switches; 7 – exercise system

не возникнет конфигурация, когда пневматический цилиндр займет вертикальное положение; дальнейшее движение происходит под действием сил инерции, при этом начинает накапливаться потенциальная энергия в пружине 2. Когда каретка приближается к крайнему правому положению, срабатывает датчик положения *b* и распределитель переключается в крайнее правое положение; тогда в бесштоковую полость цилиндра подается воздух и происходит фиксация каретки в крайнем правом положении. Далее начинается движение в обратную сторону. Наличие пневматического распределителя 5 позволяет включать и выключать подачу сжатого воздуха в полости пневматического цилиндра 1 при различных конфигурациях привода, обеспечивая требуемые законы движения выходного звена. Фиксация каретки в крайних положениях обеспечивается тем, что усилие пружины в крайних положениях выходного звена меньше усилия пневматического цилиндра. Пружинный аккумулятор 2 является нелинейной колебательной системой с подвижной массой и с заданной амплитудой колебаний, в которой время перемещения из одного крайнего положения в другое зависит от жесткости пружины и конструктивных параметров.

Затраты энергии определяются только потерями на внутреннее трение в пружине, на трение в зацепах и направляющих, а также силами трения в пневматическом цилиндре.

Знание суммарных диссипативных потерь необходимо для определения компенсационных силовых импульсов в зависимости от принятого алгоритма подачи давления в полости пневматического цилиндра.

Потери энергии на преодоление силы сопротивления, определяемой внутренним трением в пружине, равны [4]

$$A_1 = \psi \Pi_{\text{эф}}. \quad (15)$$

Коэффициент рассеивания ψ можно принимать равным 0,1.

Вне зависимости от конструктивного исполнения привода

$$A_2 = \int_{-x_{\min}}^{x_{\max}} F_{\text{тр пр}}(x) dx, \quad (16)$$

где $F_{\text{тр пр}}$ — сила трения в шарнирных соединениях НПА, приведенная к ползуну.

Определим $F_{\text{тр пр}}$; для этого запишем уравнение мгновенных мощностей системы:

$$N_1 = N_2, \quad (17)$$

где N_1 — мгновенная мощность приведенной к ползуну силы трения в шарнирных соединениях пружины; N_2 — мгновенная мощность сил трения в шарнирных соединениях пружины.

Мгновенная мощность силы $F_{\text{тр пр}}$ трения пружины, приведенной к ползуну, определяется из выражения

$$N_1 = F_{\text{тр пр}} \dot{x}. \quad (18)$$

В соответствии с работой [4] мгновенная мощность сил трения в шарнирных соединениях пружины определяется из выражения

$$N_2 = 2F_{\text{пр}} f d / 2\dot{q}, \quad (19)$$

где $F_{\text{пр}}$ — текущее усилие пружины; f — коэффициент трения в шарнирных соединениях пружины; d — диаметр оси шарнирного соединения; \dot{q} — угловая скорость поворота пружины относительно ползуна.

Приведенную к ползуну силу трения в шарнирных соединениях получим из совместного решения системы уравнений (18) и (19):

$$F_{\text{тр пр}} = F_{\text{пр}} f d \dot{q} / \dot{x}. \quad (20)$$

Найдем отношение \dot{q} / \dot{x} . В соответствии с рис. 5 имеем

$$\text{tg } q = h / x. \quad (21)$$

Взяв производные от левой и правой частей уравнения (21), получим

$$(1 / \cos^2 q) \dot{q} = (h / x^2) \dot{x}, \quad (22)$$

или

$$\begin{aligned} \dot{q} / \dot{x} &= (h / x^2) \cos^2 q = \\ &= (h / x^2) (x^2 / (x^2 + h^2)) = h / (x^2 + h^2). \end{aligned} \quad (23)$$

Текущее усилие пружины $F_{\text{пр}}$ определяется из уравнения

$$F_{\text{пр}} = c(\sqrt{(x^2 + h^2)} - h). \quad (24)$$

Приведенная к каретке сила трения в шарнирных соединениях пружины определяется по формуле [4]

$$F_{\text{тр пр}} = cfd \frac{h}{x^2 + h^2} (\sqrt{x^2 + h^2} - h) = cfdh \left(\frac{1}{\sqrt{x^2 + h^2}} - \frac{h}{x^2 + h^2} \right). \quad (25)$$

Введем безразмерные параметры $\bar{h} = h / x_{\text{max}}$ и $\bar{x} = x / x_{\text{max}}$. Тогда уравнение (25) примет вид

$$F_{\text{тр пр}} = cfd\bar{h} \left(\frac{1}{\sqrt{\bar{x}^2 + \bar{h}^2}} - \frac{\bar{h}}{\bar{x}^2 + \bar{h}^2} \right). \quad (26)$$

Работа, требуемая на преодоление сил трения в шарнирных соединениях, определяется следующим выражением:

$$A_2 = cfd\bar{h} \left(\int_{-1}^1 \frac{1}{\sqrt{\bar{x}^2 + \bar{h}^2}} dx - \int_{-1}^1 \frac{\bar{h}}{\bar{x}^2 + \bar{h}^2} dx \right). \quad (27)$$

И после преобразований получим

$$A_2 = 2cfd\bar{h} \left(\ln \left(1 + \sqrt{1 + \bar{h}^2} \right) - \bar{h} \arctg \frac{1}{\bar{h}} - \ln \bar{h} \right). \quad (28)$$

Сила трения в направляющих определяется суммарной массой ползуна и рабочего органа и нагрузкой на направляющие от вертикальной составляющей усилия пружины. В общем виде она равна

$$F_{\text{тр}} = mgf - F_{\text{пр}} \sin q. \quad (29)$$

Если параметры привода обеспечивают выполнение соотношения (7), то потери на трение в направляющих равны нулю.

Результаты исследования

Определены характеристики рабочих операций, которые могут быть получены при со-

здании мехатронных пружинных приводов с рекуперацией энергии, обеспечивающих благоприятные динамические режимы и снижающих в несколько раз энергетические затраты. Разработаны рекомендации по применению пневматических цилиндров с возвратными пружинами в мехатронных пружинных приводах, использующих нелинейные пружинные аккумуляторы; это позволяет уменьшить размеры привода в направлении движения рабочего органа и снизить нагрузки на направляющие. Даны расчетные формулы для определения диссипативных потерь. Показано, что при величине хода штока 40–50 мм выходное звено может перемещаться на расстояния более чем в 2 раза и более величины хода

Рассчитаны максимальные значения масс изделий, которые могут перемещаться только за счет пружин в рассматриваемых пневматических цилиндрах при времени перемещения в 1 с. Для цилиндров серий ISO 6431-1260 и ISO 15552-1319-20-21 максимальная масса может достигать 400 кг, а для цилиндров серий ISO 6431-1280 и «Европа» максимальная перемещаемая масса может достигать 200 кг.

Разработанный привод протягивания упаковочной ленты, использующий пневматический цилиндр с возвратной пружиной, уменьшает затраты энергии и обеспечивает благоприятные динамические режимы работы.

Полученные результаты использованы при разработке мехатронной пневматической системы приводов фасовочно-упаковочного автомата для сыпучих продуктов в диапазоне нагрузок от 0,5 до 5 г. Результатами могут воспользоваться разработчики энергосберегающего технологического оборудования.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Корендяев А.И., Саламандра Б.Л., Тывес Л.И. Теоретические основы робототехники: в 2 кн. М.: Наука, 2006. 376 с.
2. Жавнер В.Л., Мацко О.Н., Жавнер М.В. Рекуперативные приводы для цикловых переме-

ний. Deutschland, Saarbrucken: Palmarium Academic Publishing, 2014. 90 с.

3. Жавнер В.Л., Мацко О.Н. Пружинные приводы с уравновешиванием для горизонтальных возвратно-поступательных перемещений // Вест-

ник научно-технического развития. 2016. № 5. С. 12–17.

4. **Жавнер В.Л., Мацко О.Н., Чжао Вэнь.** Пружинные приводы с рекуперацией энергии для цикловых перемещений с технологической нагрузкой // Инновации и перспективы развития горного машиностроения и механики: IPDME_2018: Сборник тезисов. Санкт-Петербургский горный университет. СПб., 2018. С. 42

5. **Жавнер В.Л., Миничев А.В.** Повышение эффективности работы рекуперативных приводов // Неделя науки СПбГПУ. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2014. С. 8–10.

6. **Жавнер В.Л., Чжао Вэнь.** Дозирование сыпучих продуктов малыми дозами массой 0,2–5 грамм // Вестник международной академии холода. 2018. № 2. С. 34–41.

7. **Жавнер В.Л., Чжао Вэнь.** Применение пневматических двигателей для компенсации диссипативных потерь в пружинных приводах с рекуперацией энергии // Гидравлические машины, гидропневмоприводы и гидропневмоавтоматика. Современное состояние и перспективы развития: Сборник научных трудов международной научно-технической конференции. Москва, 7–8 июня 2018 года. С. 307.

8. **Жавнер В.Л., Чжао Вэнь.** Исследование мехатронной системы дозирования сыпучих продуктов малыми дозами // Современное машиностроение: наука и образование. MMEST-2018. 2018. 410 с.

9. **Ландау Л.Д., Лифшиц Е.М.** Теоретическая физика. В 10 т. Т. 1: Механика. Москва: Наука, Гл. ред. физ.-мат. лит., 1988. 216 с.

10. **Наземцев А.С.** Гидравлические и пневматические системы. Часть 1: Пневматические приводы и средства автоматизации. М.: ФОРУМ, 2004. 240 с.

11. Компоненты для пневматических и вакуумных систем. 2011. 643 с. / Каталог компании «Пневмакс»: сайт компании. Режим доступа: <https://www.pneumax.ru/>

12. **Emblem A., Emblem H.** Packaging technology – Fundamentals, materials and processes. Woodhead Publishing Limited, 2012. 595 p.

13. **Kelsey R.J., Hanlon J.F., Forcinio H.E.** Packing and packaging: design, technology. CRC Press Published. April 23, 1998. 698 p.

14. **Zhavner V.L., Matsko O.N.** Spring drives for reciprocal motion // Journal of Machinery Manufacture and Reliability. 2016. Vol. 45. No 1. P. 1–5.

15. **彭博, 粉末包装精密计量系统的设计与分析.** 《湖北工业大学》2017

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

ЧЖАО Вэнь – *PhD ассистент Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого*

E-mail: wenfly2015@yandex.ru

ЖАВНЕР Виктор Леонидович – *доктор технических наук профессор Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого*

E-mail: vjavner@outlook.com

СМИРНОВ Аркадий Борисович – *доктор технических наук профессор Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого*

E-mail: smirnov_ab@spbstu.ru

ЯНЬ Чуаньчао – *аспирант Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого*

E-mail: ychuanchao@mail.ru

Дата поступления статьи в редакцию: 24.01.2019

REFERENCES

[1] **Korendyasev A.I., Salamandra B.L., Tyves L.I.** Teoreticheskiye osnovy robototekhniki. V 2 kn. M.: Nauka, 2006. 376 s. (rus.)

[2] **Zhavner V.L., Matsko O.N., Zhavner M.V.** Rekuperativnyye privody dlya tsiklovyykh peremesh-

cheniy. Deutschland, Saarbrücken: Palmarium Academic Publishing, 2014. 90 s.

[3] **Zhavner V.L., Matsko O.N.** Pruzhinnyye privody s uravnoveshivaniyem dlya gorizontalnykh vozvratno-postupatelnykh peremeshcheniy. *Vestnik*



nauchno-tekhnicheskogo razvitiya. 2016. № 5. S. 12–17. (rus.)

[4] Zhavner V.L., Matsko O.N., Chzhao Ven, Pruzhinnyye privody s rekuperatsiyey energii dlya tsiklovyykh peremeshcheniy s tekhnologicheskoy nagruzkoy. *Innovatsii i perspektivy razvitiya gornogo mashinostroyeniya i mekhaniki: IPDME_2018: Sbornik tezisev / Sankt-Peterburgskiy gornyy universitet. SPb., 2018. S. 42. (rus.)*

[5] Zhavner V.L., Minichev A.V. Povysheniye effektivnosti raboty rekuperativnykh privodov. *Nedelya nauki SPbGPU SPb. Izd-vo Politekhn.un-ta, 2014. S. 8–10. (rus.)*

[6] Zhavner V.L., Chzhao Ven. Dozirovaniye sypuchikh produktov malymi dozami massoy 0,2–5 gramm. *Vestnik mezhdunarodnoy akademii kholoda. 2018. № 2. S. 34–41. (rus.)*

[7] Zhavner V.L., Chzhao Ven. Primeneniye pnevmaticheskikh dvigateley dlya kompensatsii dissipativnykh poter v pruzhinnykh privodakh s rekuperatsiyey energii. *Gidravlicheskiye mashiny, gidropnevmoprivody i gidropnevmootomatika. Sovremennoye sostoyaniye i perspektivy razvitiya: Sbornik nauchnykh trudov mezhdunarodnoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii. Moskva, 7–8 iyunya 2018 goda. S. 307. (rus.)*

[8] Zhavner V.L., Chzhao Ven. Issledovaniye mekhatronnoy sistemy dozirovaniya sypuchikh produktov malymi dozami. *Sovremennoye mashinostroyeniye: nauka i obrazovaniye MMEST-2018. 2018. 410 s. (rus.)*

[9] Landau L.D., Lifshits Ye.M. Teoreticheskaya fizika: v 10 t. T. 1: Mekhanika. Moskva: Nauka, Gl. red. fiz.-mat. lit., 1988. 216 s. (rus.)

[10] Nazemtsev A.S. Gidravlicheskiye i pnevmaticheskkiye sistemy. Chast 1: Pnevmaticheskkiye privody i sredstva avtomatizatsii. M.: FORUM, 2004. 240 s, (rus.)

[11] Components for pneumatic and vacuum systems. 2011. 643 p. / Catalog of the kompaniya «Pnevmaks»: sayt kompanii. URL: <https://www.pneumax.ru/> (rus.)

[12] Anne Emblem, Henry Emblem. Packaging technology – Fundamentals, materials and processes M.: Woodhead Publishing Limited, 2012. 595 p.

[13] Kelsey R.J., Hanlon J.F., Forcinio H.E. Packing and packaging: design, technology, application. CRC Press Published. April 23, 1998. 698 p.

[14] Zhavner V.L., Matsko O.N. Spring drives for reciprocal motion. *Journal of Machinery Manufacture and Reliability. 2016. Vol. 45. No 1. P. 1–5.*

[15] 彭博, 粉末包装精密计量系统的设计与分析。《湖北工业大学》2017

THE AUTHORS

ZHAO Wen – Peter the Great St. Petersburg polytechnic university

E-mail: wenfly2015@yandex.ru

ZHAVNER Viktor L. – Peter the Great St. Petersburg polytechnic university

E-mail: vjavner@outlook.com

SMIRNOV Arkadii B. – Peter the Great St. Petersburg polytechnic university

E-mail: smirnov_ab@spbstu.ru

YAN Chuanchao Peter the Great St. Petersburg polytechnic university

E-mail: ychuanchao@mail.ru

Received: 24.01.2019