

УДК 621.01

## Мехатронные рекуперативные приводы для шаговых перемещений на базе пневматических цилиндров с возвратными пружинами

Канд. техн. наук М. В. ЖАВНЕР<sup>1</sup>, ЯНЬ ЧУАНЬЧАО<sup>2</sup>, ЧЖАО ВЭНЬ<sup>3</sup>

<sup>1</sup>milanaj@mail.ru, <sup>2</sup>ychuanchao@mail.ru, <sup>3</sup>wenfly2015@yandex.ru

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого

*Исследованы мехатронные пружинные приводы с рекуперацией энергии на базе пневматических цилиндров с возвратными пружинами для шаговых перемещений. В пищевой и фармацевтической промышленности мехатронные пружинные приводы применяются в конвейерных линиях и поворотных столах фасовочно-упаковочного оборудования. Исследованы нелинейные пружинные аккумуляторы с выходным поворотным звеном. Построены математические модели пружинного аккумулятора с предварительным натяжением пружины. Проведен сравнительный анализ пружинных аккумуляторов с выходным поворотным звеном с предварительным натяжением пружины с аккумуляторами без предварительного натяжения. Показано, что увеличение предварительного натяжения приводит к увеличению быстродействия при незначительном увеличении размеров. Кроме того, установлено, что увеличение начальной длины пневматического цилиндра с возвратной пружиной также приводит к увеличению быстродействия. Определены максимальные значения моментов инерции поворотных столов, для каждого типоразмера стандартного пневматического цилиндра с возвратной пружиной, которые могут быть перемещены такими мехатронными приводами при заданном времени поворота в пределах до одной секунды. Разработан мехатронный пружинный привод для поворотных столов фасовочно-упаковочного автомата, с использованием двух пневматических цилиндров, один из которых с возвратной пружиной. Второй цилиндр обеспечивает выход поворотного звена из положения неустойчивого положения, в котором находится система во время технологического выстоя. Даны зависимости для определения диссипативных потерь в элементах пружинного аккумулятора, суммарные значения которых определяют затраты энергии двигателя для компенсации диссипативных потерь. Затраты энергии в рассмотренных приводах в несколько раз меньше затрат энергии в приводах другого типа.*

**Ключевые слова:** пружинный привод, диссипативные потери, рекуперация энергии, пневматические цилиндры с возвратными пружинами.

### Информация о статье:

Поступила в редакцию 25.04.2019, принята к печати 07.05.2019

DOI: 10.17586/1606-4313-2019-18-2-22-28

Язык статьи — русский

### Для цитирования:

Жавнер М. В., Янь Чуаньчао, Чжао Вэнь. Мехатронные рекуперативные приводы для шаговых перемещений на базе пневматических цилиндров с возвратными пружинами // Вестник Международной академии холода. 2019. № 2. С. 22–28.

## Mechanical recuperative drives for stepping movements based on pneumatic cylinders with return springs

Ph. D. M. V. ZHAVNER<sup>1</sup>, YAN CHUANCHAО<sup>2</sup>, ZHAO WEN<sup>3</sup>

<sup>1</sup>milanaj@mail.ru, <sup>2</sup>ychuanchao@mail.ru, <sup>3</sup>wenfly2015@yandex.ru

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University

*Mechatronic spring drives with energy recovery based on pneumatic cylinders with return springs for stepping movements are investigated. In the food and pharmaceutical industries mechanic spring drives are used in conveyor lines and rotary tables of packing equipment. The nonlinear spring accumulators with an output rotary link are investigated. Mathematical models of a spring accumulator with spring reload are built. Comparative analysis of spring accumulators with an output rotary link with a spring reload and batteries without reload is carried out. It is shown that an increase in pretension leads to an increase in speed with a slight increase in size. In addition, it is found that an increase in the initial length of the pneumatic cylinder with a return spring also results in speed increase. The maximum values of the inertia moments for the rotary tables are determined for each standard size of a standard pneumatic cylinder with return spring, which can be moved by mechanic drives of this kind for a given turning time within one second. A mechanic spring drive has been designed for rotary tables of an automatic filling and packing machine, using two pneumatic cylinders, one of which being with a return spring. The second cylinder provides the exit of the rotary link from the unstable position in which the system*

is located during the technological dwell. Dependencies are given for determining dissipation losses in elements of a spring accumulator, the total values of them determine the energy costs of the engine to compensate for dissipation losses. The energy consumption for the drives in question is several times less than the energy consumption for other types of drives.

**Keywords:** spring drive, dissipative losses, energy recovery, pneumatic cylinders with return springs.

#### Article info:

Received 25/04/2019, accepted 07/05/2019

DOI: 10.17586/1606-4313-2019-18-2-22-28

Article in Russian

#### For citation:

Zhavner M. V., Yan Chuanchao, Zhao Wen. Mechanical recuperative drives for stepping movements based on pneumatic cylinders with return springs. *Vestnik Mezhdunarodnoi akademii kholoda*. 2019. No 2. p. 22–28.

### Введение

В цикловых приводах с управляемым выстоем в крайних положениях [1, 2], уменьшение затрат энергии достигается при использовании мехатронных пружинных приводов с рекуперацией энергии [3–5], причем затраты энергии могут быть снижены в несколько раз [6–8]. Традиционно, мехатронный пружинный привод с рекуперацией энергии содержит линейный или нелинейный пружинный аккумулятор, систему управления, управляемые фиксаторы и двигатель для компенсации диссипативных потерь [9–11]. Гидропривод для компенсации диссипативных потерь целесообразно использовать при перемещении изделий с массами более 1000 кг и невысоком быстродействии. Применение электродвигателей для компенсации диссипативных потерь ограничивается низким быстродействием, т. к. компенсация диссипативных потерь происходит на всем протяжении перемещения, при высоком быстродействии возрастает мощность двигателя и требуются передачи с большим передаточным числом [12]. При высоком быстродействии предпочтительно применение пневматических цилиндров, обеспечивающих компенсацию диссипативных потерь, фиксацию выходного звена в крайних положениях, и при его применении возможно наличие технологических нагрузок [13–15].

### Постановка задачи исследования

В данной работе рассматриваются мехатронные приводы с рекуперацией энергии для шаговых перемещений. Основой таких приводов является нелинейный пружинный аккумулятор с выходным поворотным звеном [3–5]. Для компенсации диссипативных потерь используются пневматические цилиндры. В то же самое время производители пневматического оборудования выпускают пневматические цилиндры с возвратными пружинами. Обычно такие цилиндры используются в приводах с односторонней нагрузкой [12]. В данной работе предложено применять в приводах для шаговых перемещений пневматические цилиндры с возвратными пружинами, выполняющие три функции: пружинного аккумулятора, двигателя для компенсации диссипативных потерь и фиксирующего устройства. Результаты исследования могут быть применимы, к примеру, для поворотных столов фасовочно-упаковочного оборудования, что позволит в конечном счете упростить их конструкции, повысить надежность, снизить затраты как на проектирование, так и на потребление энергии в процессе эксплуатации.

### Объект исследования

Объектом исследования являются мехатронные пружинные приводы с рекуперацией энергии для шаговых перемещений с использованием пневматических цилиндров с возвратными пружинами. Традиционно такие пневматические цилиндры применяются в приводах с односторонней нагрузкой, где возвратные пружины обеспечивают, после выполнения рабочей операции, перемещение рабочего органа в исходное положение. Т. к. в данных пневматических цилиндрах присутствуют основные элементы, необходимые и достаточные для реализации мехатронных пружинных приводов с рекуперацией энергии, то поставлена задача анализа характеристик пневматических цилиндров и синтеза мехатронных пружинных приводов с рекуперацией энергии для получения шаговых перемещений.

Мехатронный пружинный привод для шаговых перемещений является автоколебательной системой, состоящей из нелинейного пружинного аккумулятора, двигателя для компенсации диссипативных потерь, информационно-измерительной системы и системы управления [15–17]. Для компенсации диссипативных потерь предпочтительно применять пневматические двигатели, обладающие наибольшим быстродействием.

### Обсуждение результатов

На рис. 1 представлен шаговый мехатронный привод с рекуперацией энергии, разработанный в Санкт-Петербургском политехническом университете Петра Великого. Данный привод построен с применением пневматических цилиндров с возвратными пружинами, расположенными в штоковой полости и реализован по схеме нелинейного пружинного аккумулятора с одной пружиной.

Поворотный стол 1 соединен передачей с гибкой связью 2 с поворотным звеном 3, который шарнирно соединен с двумя пневматическими цилиндрами.

Схема нелинейного пружинного аккумулятора с выходным поворотным звеном для шаговых перемещений представлена на рис. 2. На основе пружинного аккумулятора строятся мехатронные пружинные приводы с рекуперацией энергии для шаговых перемещений [3–5]. Особенностью пружинного аккумулятора, представленного на рис. 2, является наличие предварительного сжатия пружины  $s_1$ , которое обеспечивает минимальное усилие пружины  $F_H$  (см. табл. 1.)

Геометрическими характеристиками пружинного аккумулятора являются:

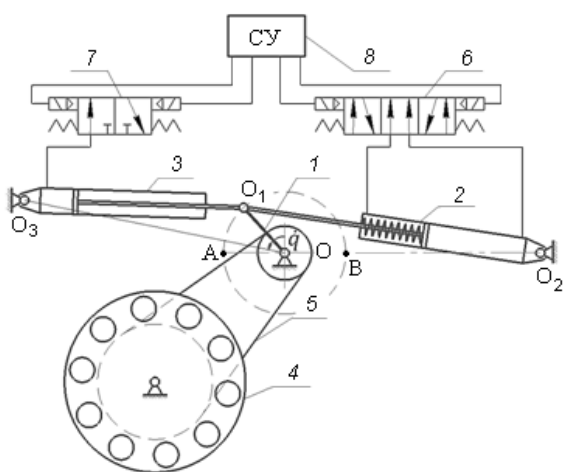


Рис. 1. Схема шагового привода с рекуперацией энергии и использованием пневматического цилиндра с возвратной пружиной: 1 — поворотное звено; 2 — пневматический цилиндр с возвратной пружиной; 3 — пневматический цилиндр для вывода из первоначального положения; 4 — поворотный стол; 5 — зубчатая ременная передача; 6 — пневматический распределитель 5/3; 7 — пневматический распределитель 3/2; 8 — система управления

Fig. 1. Diagram of a stepper drive with energy recovery and the use of pneumatic drives: 1 — rotary link; 2 — pneumatic cylinder with return springs; 3 — pneumatic cylinder for return; 4 — rotary table; 5 — toothed belt drive; 6 — pneumatic distributor 5/3; 7 — pneumatic distributor 3/2; 8 — control system

$a$  — расстояние между осями шариковых соединений выходного поворотного звена и камня кулисного механизма;

$r$  — радиус выходного поворотного звена;

$L_0$  — размер между осью шарнирного соединения выходного звена, со звеном, совершающим поступательное движение, в положении устойчивого равновесия.

Энергетическими характеристиками пружинного аккумулятора является: потенциальная энергия  $V(q)$  и моментная характеристика  $M(q)$ .

Определим характеристики пружинных аккумуляторов с использованием пневматических цилиндров с возвратными пружинами:

$$s_1 = F_H / c. \tag{1}$$

Тогда минимальная потенциальная энергия пружины равна:

$$V_{\min} = 0,5 F_H^2 / c. \tag{2}$$

Максимальная потенциальная энергия пружины составляет:

$$V_{\max} = \frac{1}{2} c (h + s_1)^2 = \frac{1}{2} c (2r + s_1)^2. \tag{3}$$

Текущее значение потенциальной энергии равно:

$$V_T = \frac{1}{2} c \Delta L_{\text{пр}}^2, \tag{4}$$

где  $\Delta L_{\text{пр}}$  — текущее удлинение пружины.

$$\Delta L_{\text{пр}} = \sqrt{r^2 + a^2 + 2a \cdot r \cdot \cos q} - (L_0 - s_1). \tag{5}$$

С учетом уравнения (5), выражение (4) примет вид:

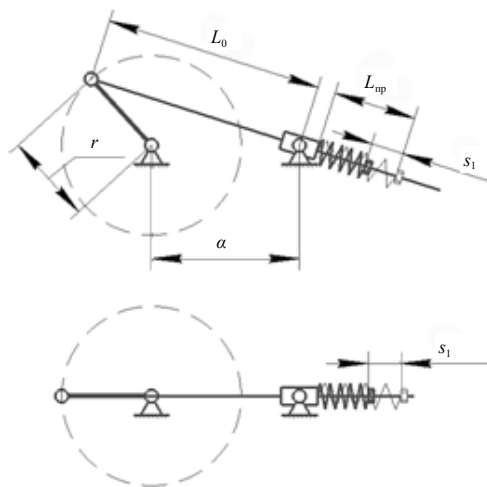


Рис. 2. Нелинейный пружинный аккумулятор с выходным поворотным звеном на базе пружины сжатия  
Fig. 2. Nonlinear spring accumulator with output rotary link based on compression spring

$$V_T = \frac{1}{2} c \cdot r^2 \left( \sqrt{1 + a'^2 + 2a' \cdot \cos q} - (\bar{L} - \bar{s}_1) \right)^2, \tag{6}$$

где  $s_1$  — значение предварительного сжатия пружины;  $a' = \frac{a}{r}$ ;  $\bar{L} = \frac{L_0}{r}$ ;  $\bar{s}_1 = \frac{s_1}{r}$  — безразмерные коэффициенты, определяющие геометрические соотношения.

При использовании стандартных пневматических цилиндров с возвратными пружинами, заданы силовые характеристики пружины:  $F_H$ ,  $F_K$ , ход штока  $h$ , что позволяет определить жесткость пружины  $c$  и значение предварительного сжатия пружины  $s_1$ .

В общем случае рабочая операция, связанная с шаговыми перемещениями, определяется тремя параметрами:

$q$  — максимальный угол поворота;

$t$  — время поворота на максимальный угол;

$J$  — приведенный момент инерции механизма поворота, приведенный к оси поворота выходного звена пружинного аккумулятора.

В работе [3] решена задача, для определения времени поворота пружинного аккумулятора на угол равный  $2\pi$ , когда  $s_1 = 0$ .

Базовое время поворота при заданном приведенном моменте инерции  $J$  определяется жесткостью пружины  $c$  и конструктивными параметрами пружинного аккумулятора: размерами  $a$  и  $r$ .

$$t = \sqrt{\frac{J}{2}} \cdot \int_0^{2\pi} \frac{dq}{\sqrt{V_{\max} - V_T}}. \tag{7}$$

Уравнение (7) можно записать в виде:

$$t = \int_0^{2\pi} \frac{dq}{\dot{q}(q)} = \frac{1}{r} \sqrt{\frac{J}{c}} \cdot K_{tq}, \tag{8}$$

где

$$K_{tq} = \int_0^{2\pi} \frac{dq}{\sqrt{(2 + \bar{s}_1)^2 - \left( \sqrt{1 + a'^2 + 2a' \cdot \cos q} - (\bar{L} - \bar{s}_1) \right)^2}}. \tag{9}$$

В табл. 1 представлены значения коэффициента  $K_{tq}$ , в зависимости от параметров  $\bar{s}_1$  и  $a'$ .

Таблица 1

Значение коэффициента  $K_{iq}$  в зависимости от параметров  $\bar{s}_1$  и  $a'$   
 The value of the coefficient  $K_{iq}$  depending on the parameters  $\bar{s}_1$  and  $a'$

Table 1

$\bar{s}_1 \backslash a'$	2	4	6	8	10	12	14	16
0	21,742	19,998	19,384	19,07	18,879	18,751	18,659	18,589
1	17,606	16,172	15,667	15,409	15,252	15,147	15,071	15,014
2	15,195	13,95	13,511	13,287	13,151	13,06	12,994	12,945
3	13,565	12,449	12,057	11,857	11,735	11,653	11,594	11,55
4	12,368	11,349	10,99	10,807	10,696	10,621	10,567	10,527
5	11,441	10,497	10,165	9,995	9,892	9,823	9,773	9,735
6	10,695	9,812	9,501	9,342	9,246	9,181	9,135	9,099
7	10,079	9,246	8,953	8,803	8,712	8,651	8,607	8,674
8	9,558	8,768	8,49	8,347	8,261	8,203	8,161	8,13
9	9,11	8,357	8,092	7,956	7,874	7,818	7,779	7,749
10	8,72	7,999	7,745	7,615	7,536	7,483	7,445	7,416

Как видно из данных табл. 1, с увеличением значения параметров  $\bar{s}_1$  и  $a'$ , коэффициент  $K_{iq}$  уменьшается, значит и увеличивается быстродействие.

Максимальное значение приведенного момента инерции  $J$ , при известных значениях  $K_{iq}$  и заданного значения  $t$ , получаем после преобразования уравнения (8):

$$J = \frac{t^2 \cdot r^2 \cdot c}{K_{iq}^2} \tag{10}$$

Таблица 2

Характеристики пневматических цилиндров с возвратными пружинами итальянской фирмы Pnevmax

Table 2

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

Серия	Диаметр поршня, мм	$F_H$ , Н	$F_K$ , Н	$c$ , Н/м	$K_{iq}$
Микроцилиндры, серия ISO 6431–1260 (ход 0–40 мм)	ø 12	9,9	26,5	415	14,842
	ø 16	10,8	22,6	295	13,561
	ø 20	10,8	22,6	295	13,575
	ø 25	7,9	49,1	1030	17,215
	ø 32	19,7	53,0	832,5	14,761
	ø 40	39,3	106,0	1667,5	14,709
	ø 50	39,3	106,0	1667,5	14,701
Микроцилиндры, серия ISO 6431–1280 «MIR» (ход 0–50 мм)	ø 12	4,0	8,7	94	13,832
	ø 16	7,5	21,0	270	15,115
	ø 20	11,0	22,0	220	13,316
	ø 25	16,5	30,7	284	12,791
Цилиндры, серия ISO 15552-1319-20-21 (ход 0–50 мм)	ø 32	17,2	41,7	490	15,281
	ø 40	24,6	83,4	1176	15,567
	ø 50	51,0	114,8	1276	13,737
	ø 63	51,0	114,8	1276	13,712
	ø 80	98,1	194,2	1922	12,890
	ø 100	98,1	194,2	1922	12,873

В табл. 2 представлены характеристики пневматических цилиндров с возвратными пружинами итальянской фирмы Pnevmax [12], в которую добавлены значения коэффициента  $K_{iq}$ .

В таблице:  $F_H$  — начальное усилие, при вытянутом штоке;  $F_K$  — максимальное усилие пружины, при втянутом штоке;  $c$  — жесткость пружины.

Использование современных систем управления позволяет компенсировать затраты на энергии на диссипативные потери на любом участке перемещения и этим самым синтезировать разнообразные законы движения, в случае использования линейных пружинных аккумуляторов. В случае конструктивных решений с нелинейными пружинными аккумуляторами, подача компенсационного импульса в среднем положении выходного звена невозможна [15].

Для определения скорости выходного звена запишем уравнение полной механической энергии без учета диссипативных потерь:

$$V_{max} - V_T = T \tag{11}$$

Максимальная кинетическая энергия:

$$T = \frac{J \cdot \dot{q}^2}{2} \tag{12}$$

где  $J$  — приведенный момент инерции звеньев привода поворотного стола к выходному звену;  $\dot{q}$  — угловая скорость выходного звена.

Текущая угловая скорость определяется из совместного решения уравнений (11) и (12) и равна:

$$\dot{q} = \sqrt{\frac{2(V_{max} - V_T)}{J}} \tag{13}$$

После подстановки значений максимальной и текущей потенциальных энергий, вышеприведенная формула примет вид:

$$\dot{q} = r \sqrt{\frac{c \left[ (2 + \bar{s})^2 - \left( \sqrt{1 + a'^2 + 2a' \cdot \cos q} - (\bar{L} - \bar{s}_1) \right)^2 \right]}{J}} \tag{14}$$

или

$$\dot{q} = r \sqrt{\frac{c}{J}} \cdot \dot{q}', \quad (15)$$

где

$$\dot{q}' = (2 + \bar{s})^2 - \left( \sqrt{1 + a^2 + 2a' \cdot \cos q} - (\bar{L} - \bar{s}_1) \right)^2. \quad (16)$$

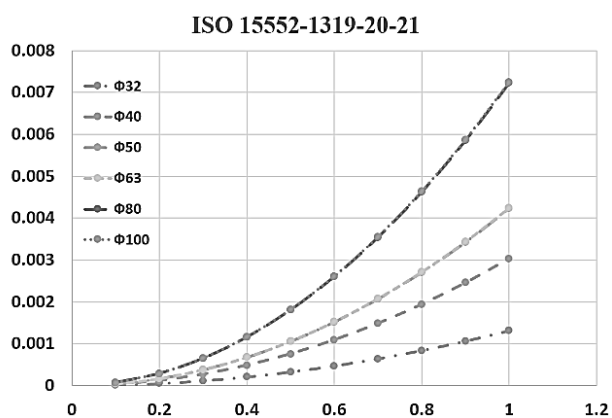
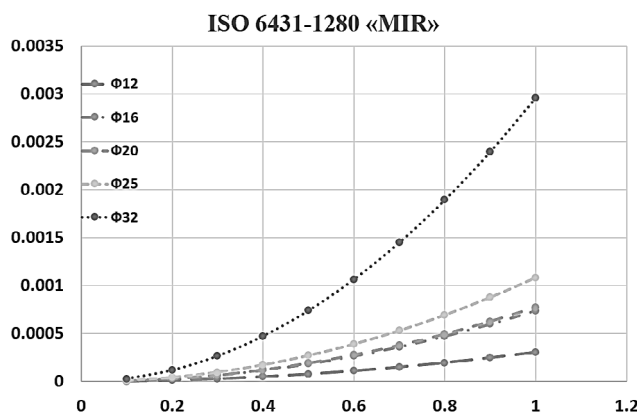
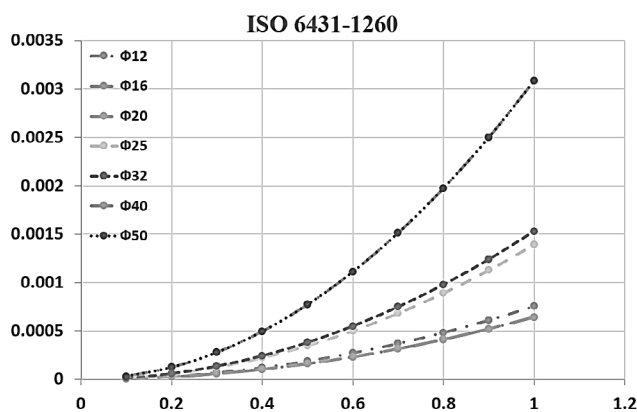


Рис. 3. Графики изменения приведенного момента  $J$  от заданного времени перемещения  $t$

Fig. 3. Graphs of the change of the given moment  $J$  from the given time of movement  $t$

Уравнение (16) определяет значение угловой скорости в безразмерном виде.

На рис. 3 представлены графики изменения приведенного момента инерции поворотного стола  $J$  от заданного времени перемещения  $t$  для пневматических цилиндров из табл. 2.

Диссипативные потери в пружинном аккумуляторе определяются потерями на внутреннее трение в пружине и потерями в кинематических парах.

Суммарные потери на преодоление сил трения определяются уравнением:

$$A_{\text{дис}} = A_1 + A_2, \quad (17)$$

где  $A_{\text{дис}}$  — суммарная работа привода на преодоление всех диссипативных сил;  $A_1$  — работа привода на преодоление внутреннего трения в пружине;  $A_2$  — работа привода на преодоление трения в шарнирных соединениях пружинного аккумулятора.

Работа привода на преодоление внутреннего трения в пружине определяется следующим уравнением:

$$A_1 = 2\psi c \cdot r_2 = \psi V_{\text{max}}. \quad (18)$$

Для пружин коэффициент рассеяния можно принять равным  $\psi = 0,01 \div 0,015$  [4].

Работа сил трения в шарнирных соединениях пружинного аккумулятора определяется по формуле [3]:

$$A_2 = 4r \cdot c \cdot f \cdot (d + d_2), \quad (19)$$

где  $f$  — коэффициент трения в шарнирных соединениях;  $d$  — диаметр осей шарнирных соединений пружинного аккумулятора;

$d_2$  — диаметр оси выходного звена привода.

### Выводы

Получены математические зависимости, позволяющие определить характеристики мехатронного пружинного привода по параметрам пневматических цилиндров. Установлено, что предварительное натяжение пружины, увеличивает быстродействие. Для каждого стандартного цилиндра установлены предельные значения моментов инерции поворотных столов, приведенные к выходному звену пружинного привода, в зависимости от времени поворота в пределах до 1с. Показано, что затраты энергии мехатронного пружинного привода с рекуперацией энергии определяются потерями на трение в элементах пружинного аккумулятора. В связи с этим, в несколько раз снижаются энергетические затраты. Даны расчетные формулы для определения диссипативных потерь.

Результаты проведенного исследования в настоящее время использованы при разработке мехатронной пневматической системы приводов фасовочно-упаковочного автомата для сыпучих пищевых продуктов, а также могут найти применение при разработке более широкого спектра энергосберегающего технологического оборудования.

## Литература

## References

1. Волков А. Н., Андреев И. Д., Мацко О. Н., Мосалова А. В. Пути понижения установленной мощности мехатронных модулей с цикловым приводом // Неделя науки СПбПУ: Материалы МНПК, Ч. 2. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2017. С. 30–32.
2. Брылина О. Г., Языков Ю. С. К сравнительному анализу пневматических, гидравлических и электроприводов // Энерго- и ресурсосбережение. 2016. Том 4. № 1. С. 66–70
3. Пелупесси Д. С., Жавнер М. В. Пружинные аккумуляторы с выходным поворотным звеном для шаговых перемещений // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2016. № 10 (679). С. 9–17.
4. Пелупесси Д. С., Жавнер М. В. Пружинные аккумуляторы с выходным поворотным звеном // Известия Самарского научного центра РАН. 2016. Том 18. № 1 (2). С. 256–259.
5. Пелупесси Д. С., Жавнер М. В. Пружинные аккумуляторы для шаговых приводов // Современное машиностроение. Наука и образование: Материалы 5-й МНПК (30 июня — 01 июля 2016 г.). СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2016. С. 499–509.
6. Zhavner V. L., Matsko O. N. Spring drives for reciprocal motion. // Journal of Machinery Manufacture and Reliability, 2016, Vol. 45, No. 1, pp. 1–5.
7. Zhavner V. L., Matsko O. N., Zhavner M. V. Comparative Analysis of Mechatronic Drives for Reciprocal Motion. // International Review of Mechanical Engineering (I. RE. ME.). 2018. No. 12. 9. Pp. 784–789.
8. Надеждин И. В., Мочанов А. А. Динамика мехатронных рекуперативных приводов грузозачных устройств автоматизированных сборочных систем // Вестник Рыбинской государственной авиационной технологической академии им. П. А. Соловьева, 2015. № 1 (32). С. 19–24.
9. Жавнер В. Л., Мацко О. Н. Пружинные приводы с уравновешиванием для горизонтальных возвратно-поступательных перемещений // Вестник научно-технического развития. 2016. № 5 (105). С. 12–17.
10. Жавнер В. Л., Мацко О. Н. Пружинные приводы с рекуперацией энергии для возвратно-поступательных перемещений // Современное машиностроение. Наука и образование. 2016. № 5. С. 645–653.
11. Никитина К. В. Робот параллельной структуры с пружинным аккумулятором // Неделя науки СПбПУ: материалы МНПК. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2016. С. 8–11.
12. Технические решения. Энергетика. / ООО «Пневмакс». [Электронный ресурс]: <https://www.pneumax.ru/techsol/energy/>. [Дата обращения]: 23.04.19.
13. Саламандра Б. Л. Анализ способов стабилизации положения этикетки на автоматических упаковочных машинах // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2017. № 2. С. 106–112.
14. Надеждин И. В., Мочанов А. А. Динамика мехатронных рекуперативных приводов грузозачных устройств автоматизированных сборочных систем // Вестник Рыбинской государственной авиационной технологической академии им. П. А. Соловьева, 2015, № 1 (32), с. 19–24.
15. 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. СПб.: Санкт-Петербургский горный университет, 2018. С. 42.
1. Volkov A. N., Andreyev I. D., Matsko O. N., Mosalova A. V. Ways of lowering the installed power of the mechatronic module with the cyclic drive. *Science Week of SPbSPU: proceedings of the international scientific-practical conference*, Part 2. SPb: Publishing House of Polytechnical University, 2017. P. 30–32. (in Russian)
2. Brylina O. G., Yazykov Yu. S. To the comparative analysis of pneumatic, hydraulic and electric drives. *Energy and resource saving*. 2016. Vol. 4. No. 1. P. 66–70. (in Russian)
3. Pelupessi D. S., Zhavner M. V. Spring accumulators with an output rotary link for stepping movements. *Proceedings of higher educational institutions. Engineering*. 2016. No. 10 (679). P. 9–17. (in Russian)
4. Pelupessi D. S., Zhavner M. V., Spring accumulators with an output rotary link. *News of the Samara Scientific Center of the Russian Academy of Sciences*. 2016. Vol. 18. No. 1 (2). P. 256–259. (in Russian)
5. Pelupessi D. S., Zhavner M. V. Spring batteries for stepper drives. *Modern engineering. Science and Education: Proceedings of the 5th Intern. scientific-pract. conf.* (June 30 — July 1, 2016). SPb.: Publishing House Polytechnic. Un-ta, 2016. P. 499–509. (in Russian)
6. Zhavner V. L., Matsko O. N. Spring drives for reciprocal motion. *Journal of Machinery Manufacture and Reliability*, 2016, Vol. 45, No. 1, pp. 1–5.
7. Zhavner V. L., Matsko O. N., Zhavner M. V. Comparative Analysis of Mechatronic Drives for Reciprocal Motion. *International Review of Mechanical Engineering (I. RE. ME.)*. 2018. No. 12. 9. Pp. 784–789.
8. Nadezhdin I. V., Mochanov A. A. Dynamics of mechatronic recuperative drives of loading devices of automated assembly systems. *Bulletin of the Rybinsk State Aviation Technological Academy. P. A. Solovyov*, 2015. No. 1 (32). Pp. 19–24. (in Russian)
9. Zhavner V. L., Matsko O. N., Spring drives with balancing for horizontal reciprocating movements. *Bulletin of scientific and technological development*. 2016. No 5 (105). Pp. 12–17. (in Russian)
10. Zhavner V. L., Matsko O. N., Spring drives with energy recovery for reciprocating movements. *Modern mechanical engineering. Science and education*. 2016. No. 5. P. 645–653. (in Russian)
11. Nikitina K. V. Robot of parallel structure with spring battery. *Science Week SPbPU Proceedings of a scientific conference with international participation*. 2016. p. 8–11. (in Russian)
12. Technical solution. Energy. / LLC “Pneumax”. [Electronic resource]: <https://www.pneumax.ru/techsol/energy/>. [Date accessed]: 23.04.19. (in Russian)
13. Salamandra B. L. Analysis of ways to stabilize the position of the label on automatic packaging machines. *Problems of mechanical engineering and machine reliability*. 2017. No 2. P. 106–112. (in Russian)
14. Nadezhdin I. V., Mochanov A. A. Dynamics of mechatronic recuperative drives of loading devices of automated assembly systems. *Bulletin of the Rybinsk State Aviation Technological Academy P. A. Solovyov*. 2015. No. 1 (32), P. 19–24. (in Russian)
15. Zhavner V. L., Matsko O. N., Zhao Wen. Spring drives with energy recovery for cyclic movements with technological load. *Innovations and prospects of development of mining engineering and mechanics: IPDME-2018: Collection of abstracts*. SPb.: St. Petersburg Mining University, 2018. P. 42. (in Russian)

16. Надеждин И. В., Молчанов А. А. Энергоэффективные приводы мехатронных грузозачерпывающих устройств автоматизированных сборочных систем // *Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии*. 2018. № 1. С. 86–95.
17. Надеждин И. В. Исполнительные механизмы цикловых машин-автоматов и мехатронных систем. Deutschland: LAP LAMBERT Academic Publishing, 2015. 280 с.
16. Nadezhdin I. V., Molchanov A. A., Energy efficient drives of mechatronic loading devices of automated assembly systems. *Fundamental and applied problems of engineering and technology*. 2018. No 1. P. 86–95. (in Russian)
17. Nadezhdin I. V., Actuators of cyclic automatic machines and mechatronic systems. Deutschland, LAP LAMBERT Academic Publishing, 2015. 280 P. (in Russian)

### Сведения об авторах

#### Жавнер Милана Викторовна

к. т. н., доцент кафедры Машиноведения и основ конструирования Санкт-Петербургского политехнического Университета Петра Великого, 195251, Санкт-Петербург, ул. Политехническая, 29, milanaj@mail.ru

#### Янь Чуаньчао

аспирант кафедры Машиноведения и основ конструирования Санкт-Петербургского политехнического Университета Петра Великого, 195251, Санкт-Петербург, ул. Политехническая, 29, ychuanchao@mail.ru

#### Чжао Вэнь

аспирант кафедры Машиноведения и основ конструирования Санкт-Петербургского политехнического Университета Петра Великого, 195251, Санкт-Петербург, ул. Политехническая, 29, wenfly2015@yandex.ru

### Information about authors

#### Zhavner Milana Viktorovna

Ph. D., Associate Professor of Department of Automatics of Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia, 195251, St. Petersburg, Politekhnikeskaya, 29, milanaj@mail.ru

#### Yan Chuanchao

Graduate student of Department of Automatics of Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia, 195251, St. Petersburg, Politekhnikeskaya, 29, ychuanchao@mail.ru

#### Zhao Wen

Graduate student of Department of Automatics of Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia, 195251, St. Petersburg, Politekhnikeskaya, 29, wenfly2015@yandex.ru



Тел.: +7 (495) 730-79-06, +7 (812) 327-49-18

XXVIII Международная  
Продовольственная  
выставка «Петерфуд»

19-21 НОЯБРЯ 2019  
САНКТ-ПЕТЕРБУРГ  
ЭКСПОФОРУМ

Выставка «Петерфуд» – главная выставка Северо-Запада в сфере продовольственной торговли – более 20 лет является лучшей возможностью для входа в розничные сети и продвижения своего продукта на рынке региона.

Выставка «Петерфуд» поддерживается Комитетом по развитию предпринимательства и потребительского рынка Санкт-Петербурга. С 1991 года выставка содействует развитию предпринимательской деятельности, в том числе среднего и малого бизнеса.

### Разделы выставки:

- Кондитерские и хлебобулочные изделия;
- Снеки. Орехи, сухофрукты;
- Бакалея. Макароны изделия. Приправы, специи;
- Растительные жиры;
- Мясо и мясопродукты;
- Колбасные изделия. Птица. Яйцо;
- Замороженные продукты. Полуфабрикаты;
- Готовые блюда;
- Чай, кофе;
- Консервированные продукты. Соусы, кетчупы;
- Молочная продукция. Сыры;
- Рыба и морепродукты;
- Алкогольная продукция (крепкие спиртные напитки, вино, коньяки, слабый алкоголь);
- Безалкогольные напитки. Соки, воды;
- Здоровое питание. Диетические и натуральные продукты.

#### Оргкомитет выставки:

ООО «КВК Империя-Форум»

Тел./ф.: 8 (812) 327-49-18, (495) 730-79-06

E-mail: imperia@imperiaforum.com, press@imperiaforum.com

<http://peterfood.ru/>