

УДК 621.01

Исследование пружинных аккумуляторов для мехатронных приводов с рекуперацией энергии в оборудовании пищевых производств

Канд. техн. наук М. В. ЖАВНЕР¹, ЯНЬ ЧУАНЬЧАО², ЛИ СЭНЬ³

¹milanaj@mail.ru, ²ychuanchao@mail.ru, ³15952261994@163.com

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого

Произведено исследование основных характеристик пружинных аккумуляторов мехатронных приводов с рекуперацией энергии, применяемых в технологическом оборудовании пищевых производств. Выполнен их сравнительный анализ и даны рекомендации по их применению. В работе проанализированы законы движения, которые могут быть получены в пружинных приводах с рекуперацией энергии, построенных на базе пружинных аккумуляторов и предназначенных для приводов с возвратно-поступательным движением для фасования сыпучих продуктов. Рассмотрены два примера использования рассмотренных пружинных аккумуляторов в автомате для изготовления тестовых заготовок сухек и в дозаторах.

Ключевые слова: пружинный аккумулятор, мехатронный привод, рекуперация энергии, законы движения, выходное звено, энергосбережение, диссипативные потери.

Информация о статье:

Поступила в редакцию 08.02.2022, принята к печати 21.02.2022

DOI: 10.17586/1606-4313-2022-21-1-68-75

Язык статьи — русский

Для цитирования:

Жавнер М. В., Янь Чуаньчао, Ли Сэнь. Исследование пружинных аккумуляторов для мехатронных приводов с рекуперацией энергии в оборудовании пищевых производств. // Вестник Международной академии холода. 2022. № 1. С. 68–75. DOI: 10.17586/1606-4313-2022-21-1-68-75

Spring accumulators for mechatronic drives with energy recuperation in food industry equipment

Ph. D. M. V. ZHAVNER¹, YAN CHUANCHAO², LI SEN

¹milanaj@mail.ru, ²ychuanchao@mail.ru, ³15952261994@163.com

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University

Main characteristics of the spring accumulators for mechatronic drives with energy recuperation used in the technological equipment of food industry are considered in the article. The comparative analysis of the accumulators is made, the recommendations for their use are given. The paper analyses the laws of motion resulting from the use of spring drives with energy recuperation, which are based on spring accumulators and are used in the reciprocating drives for bulk stock packing. Two examples of the spring accumulator use in a manufacturing machine for dried biscuits and in dosing apparatus are shown.

Keywords: spring accumulator, mechatronic drive, energy recuperation, laws of motion, output link, energy saving, dissipative losses.

Article info:

Received 06/12/2021, accepted 25/01/2022

DOI: 10.17586/1606-4313-2022-21-1-68-75

Article in Russian

For citation:

Zhavner M. V., Yan Chuanchao, Li Sen. Spring accumulators for mechatronic drives with energy recuperation in food industry equipment. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2022. No 1. p. 68–75. DOI: 10.17586/1606-4313-2022-21-1-68-75

Введение

Задачи снижения потребления энергии остаются актуальными и их можно решить при разработке и мо-

дернизации технологического оборудования за счет использования мехатронных пружинных приводов с рекуперацией энергии [1, 2].

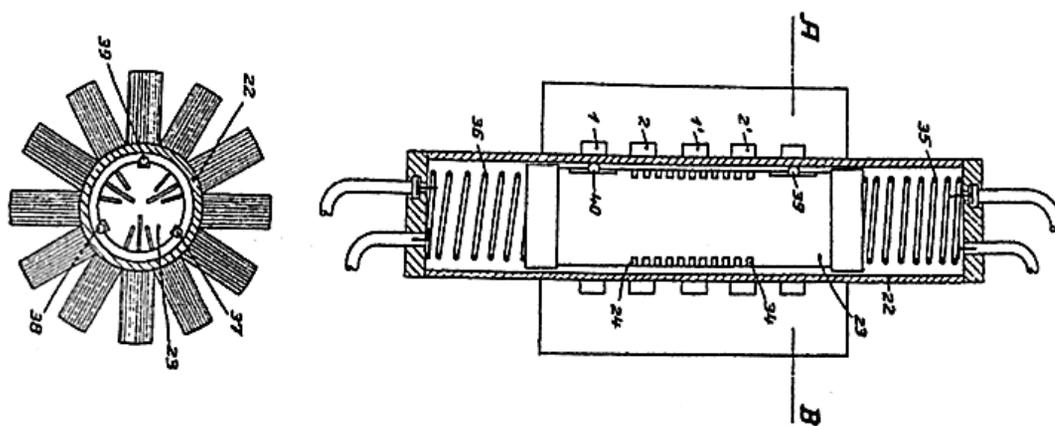


Рис. 1. Компрессор холодильной машины по патенту № 562040 (Германия)

Fig. 1. Refrigerating machine compressor under patent № 562040 (Germany)

Первым пружинным приводом с рекуперацией энергии является изобретение Л. Сцилардом и А. Эйнштейном электромагнитного устройства для получения колебательных движений. Данное устройство предназначалось для использования в компрессорах холодильных машин. Схема компрессора с электромагнитным устройством для получения колебательных движений поршня показана на рис. 1.

В данном варианте поршень холодильной машины расположен между двумя пружинами сжатия и работа пружинного привода и линейного электромагнитного привода происходит одновременно. Пружинный привод выполняет в этом случае разгон, потом включается в работу электромагнитный линейный привод, под действием которого происходит сжатие холодильного агента и второй пружины. После остановки поршня усилие линейного электромагнитного привода равно нулю и движение в обратную сторону начинается под действием сжатой пружины.

Современный пружинный привод с рекуперацией энергии и с управляемой технологической паузой (рис. 2) состоит из пружинного аккумулятора, двигателя для компенсации диссипативных потерь, управляемых фиксаторов или тормозов, системы управления.

По формальным признакам рассматриваемый привод является мехатронной системой приводов.

Кроме этого, привод можно считать механизмом параллельной структуры, в котором рабочий орган соединен с двумя или тремя двигателями, такими как пружинный двигатель, двигатель для компенсации диссипативных потерь и пружинный двигатель тормоза.

Объектом исследования в данной работе являются пружинные аккумуляторы, используемые в мехатронных пружинных приводах с рекуперацией энергии, определяющие и законы движения, и геометрические и силовые характеристики. На рис. 3 представлена схема линейного пружинного аккумулятора с использованием двух пружин сжатия или растяжения.

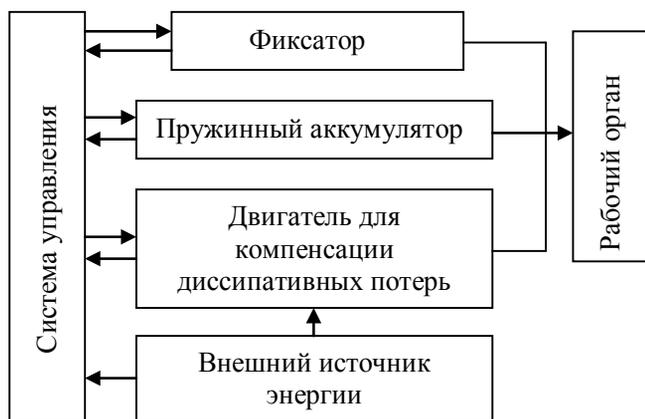


Рис. 2. Схема мехатронного пружинного привода с рекуперацией энергии

Fig. 2. Mechatronic spring drive with energy recuperation

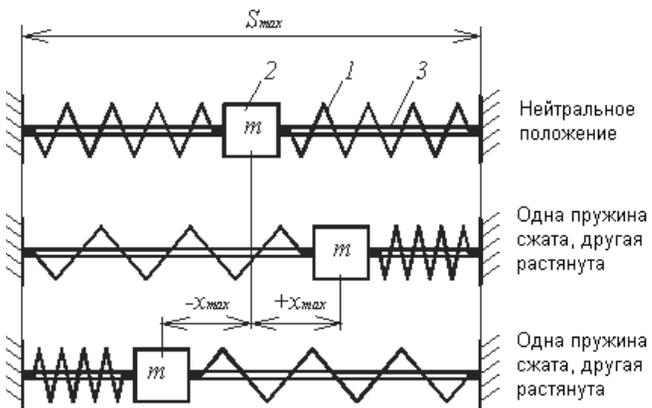


Рис. 3. Линейный пружинный аккумулятор с поступательной парой на базе двух симметричных пружин сжатия или растяжения: 1 — пружина сжатия/растяжения; 2 — масса; 3 — направляющая

Fig. 3. Linear spring accumulator with sliding pair on the basis of two symmetrical springs of compression or extension: 1 — spring of compression/extension; 2 — mass; 3 — guide

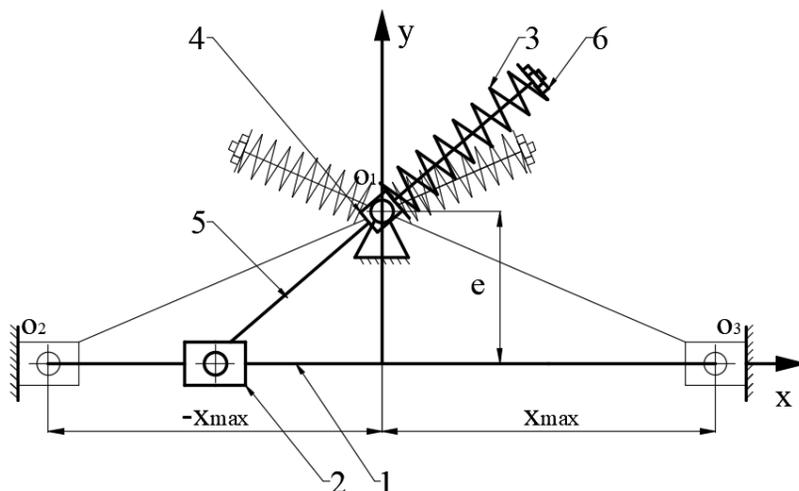


Рис. 4. Пружинный аккумулятор на базе кулисного механизма с выходным звеном, совершающим возвратно-поступательные перемещения: 1 — направляющая; 2 — ползун; 3 — пружина сжатия; 4 — кулисный камень; 5 — кулиса; 6 — регулировочная гайка

Fig. 4. Spring accumulator on the basis of link mechanism with a reciprocating output link: 1 — guide; 2 — slide block; 3 — compression spring; 4 — link block; 5 — link; 6 — adjusting nut

На рис. 4 показан пружинный аккумулятор на базе кулисного механизма, совершающий возвратно-поступательные перемещения.

В работе [3] дан вариант использования такого пружинного аккумулятора с использованием пружины растяжения.

Методы исследования

Исследуемые пружинные аккумуляторы являются механизмами с одной степенью свободы и, хотя, по сути, они являются колебательными системами, в работе они рассматриваются в полупериоде, так как в большинстве случаев система управления обеспечивает временную паузу для различных технологических задач. В связи с этим, предусмотрено применение управляемых тормозов. При таком подходе возможно использование методов из теоретической механики, теории колебаний и теории машин и механизмов: уравнений полной механической энергии, уравнений мгновенных мощностей и так далее.

В общем случае пружинный аккумулятор на рис. 4 является нелинейной колебательной системой, но если предварительная деформация пружины s_1 равна расстоянию e , то пружинный аккумулятор принимает свойства гармонического осциллятора [4]. Соответственно время перемещения выходного звена из одного крайнего положения в другое определяется из выражения:

$$t = \sqrt{2m} \int_0^s \frac{dx}{\sqrt{U_{\max} - U_{\min}}} = \sqrt{\frac{m}{c}} \cdot K_{te},$$

где K_{te} — безразмерный коэффициент, получаемый из выражения:

$$K_{te} = \int_{-1}^1 \frac{d\bar{x}}{\sqrt{(\sqrt{1+e^2} - e + s_1)^2 - (\sqrt{\dot{x}^2 + e^2} - e + s_1)^2}},$$

где $\dot{e} = e / x_{\max}$, $\dot{x} = x / x_{\max}$, $\dot{s}_1 = s / x_{\max}$.

Очевидно, что значение коэффициента K_{te} определяется конструктивными параметрами пружинного ак-

кумулятора. На рис. 5 представлены графики изменения коэффициента K_{te} при различных значениях предварительной деформации пружины.

Отметим положительное свойство данного пружинного аккумулятора — возможность уменьшать или увеличивать быстродействие привода путём изменения предварительной деформации пружины.

В частном случае, при $e = s_1$, время перемещения определяется из выражения:

$$t = \pi \sqrt{\frac{m}{c}}.$$

Для определения связи между характеристиками и конструктивными параметрами пружинного аккумулятора (см. рис. 4), воспользуемся уравнением сохранения механической энергии рассматриваемой колебательной системы без учета диссипативных потерь:

$$E_k = U_{\max} - U_T = \frac{m \cdot \dot{x}^2}{2},$$

где E_k — текущее значение кинетической энергии системы; $U_{\max} = 0,5c(h + s_1)^2$ — максимальная потенциальная энергия пружины; $h = \sqrt{x_{\max}^2 + e^2} - e$ — максимальное рабочее удлинение пружины; s_1 — предварительное сжатие пружины.

Текущее значение потенциальной энергии равно

$$U_T = 0,5c(\sqrt{x^2 + e^2} - e + s_1)^2.$$

Минимальное значение потенциальной энергии будет в среднем положении выходного звена и равно:

$$U_{\min} = 0,5c \cdot s_1^2.$$

При наличии предварительной деформации пружины изменение потенциальной энергии происходит в пределах: $U_{\max} \div U_{\min} \div U_{\max}$ и характеристики пружинного аккумулятора зависят от эффективной потенциальной энергии $U_o = U_{\max} - U_{\min}$.

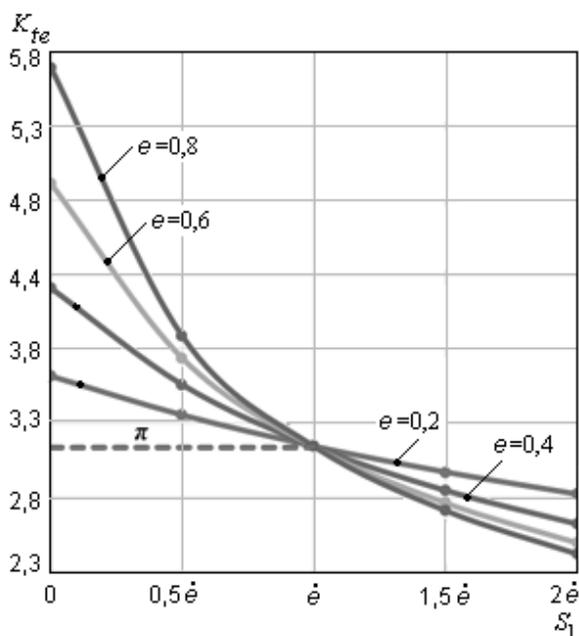


Рис. 5. Графики изменения коэффициента K_{fe}
 Fig. 5. Changes of the coefficient K_{fe}

Целью исследования этих пружинных аккумуляторов является сравнительный анализ по различным характеристикам, позволяющий разработчикам технологического оборудования выбирать тип пружинного аккумулятора для конкретных условий и ограничений. Отметим также следующие их преимущества перед типовыми приводами:

1. Низкий уровень шума.
2. Высокий срок службы.
3. Высокая надежность (например, все тормозные системы в грузоподъемных механизмах имеют пружинное замыкание тормозных колодок).
4. Нечувствительность к перепаду температур.
5. Хорошие динамические режимы.

Произведем сравнение приводов по максимальному габариту привода в направлении перемещения выходного звена.

Габаритные размеры пружинного привода определяют величину рабочего хода или максимальное удлинение пружины и максимальное усилие пружины. В данном исследовании рассматриваются пружинные приводы, построенные с применением стандартных пружин сжатия или растяжения в соответствии с ГОСТ 13766–86, ГОСТ 13775–86 и ГОСТ 13776–86.

Для сравнительного анализа приводов выбрана рабочая операция по переносу изделия с заданной массой m на заданное расстояние s по горизонтальной плоскости в заданный промежуток времени t . В этом случае отсутствует технологическая нагрузка, и затраты энергии в типовых приводах определяются только инерционными нагрузками и диссипативными потерями. Однако при повышении быстродействия резко возрастают затраты энергии

Как правило, для прямолинейных движений используются гидроцилиндры, пневмоцилиндры, электроци-

линдры, актюаторы и линейные электродвигатели. Для всех этих приводов максимальный линейный габаритный размер S_d превышает необходимую величину хода выходного элемента более чем в два раза. При этом с уменьшением рабочего хода отношение максимального линейного размера привода к величине хода увеличивается [5]. Для пружинных приводов с линейными пружинными аккумуляторами соотношение максимального габаритного размера к величине хода нелинейного пружинного аккумулятора превышает единицу.

Для этих приводов в соответствии с работой [6]:

$$S = \frac{K_y S_d}{K_y + 1},$$

где S — максимальный ход,

$K_y = S_1/d$ — коэффициент удлинения пружины, равный отношению максимального прогиба одного витка пружины S_1 к диаметру проволоки пружины d . K_y обычно находится в диапазоне от 2 до 8.

При $K_y = 2$, $S_d = 1,5S$; при $K_y = 8$, $S_d = 1,2S$.

Для пружинных приводов с нелинейными пружинными аккумуляторами (см. рис. 4) габаритный размер в направлении движения рабочего органа незначительно превышает его величину хода.

Первой задачей при проектировании, как правило, является обеспечение заданного времени перемещения t , если отсутствуют технологические ограничения по максимальному ускорению. Определение энергетических и кинематических характеристик базируется на энергетическом балансе системы при движении по закону движения ее консервативной части, без учета потерь и восполнения энергии для компенсации диссипативных потерь.

Вне зависимости от используемого пружинного аккумулятора, рассматриваемые пружинные приводы являются автоколебательными системами с управляемым выстоем, с подкачкой энергии от дополнительного источника энергии [7, 8, 9].

Затраты энергии при использовании мехатронных пружинных приводов с рекуперацией энергии линейного пружинного привода для возвратно-поступательных перемещений определяются только потреблением энергии двигателями для компенсации диссипативных потерь.

Как видно из табл. 1, при наличии технологических ограничений на величину ускорения, связь между величиной перемещения, временем перемещения и допустимым ускорением определяются выражением:

$$\ddot{x}_{\max} = \frac{\pi^2 x_{\max}}{t^2}.$$

Единственным и естественным выходом для обеспечения заданного ускорения является или увеличение заданного времени перемещения, или нахождение возможности уменьшения величины перемещения [10]–[13].

На рис. 6 представлены законы движения выходного звена пружинного аккумулятора.

Отметим, что закон ускорения имеет форму треугольника и определяет эллиптический закон изменения скорости в зависимости от положения рабочего органа.

По результатам исследования и анализа литературы авторы рекомендуют для рабочих операций с ходом

Таблица 1
Основные характеристики пружинных аккумуляторов

Table 1

Main characteristics of the spring accumulators

С двумя пружинами растяжения или сжатия (см. рис. 3)	Кулисный механизм с одной пружиной растяжения или сжатия (см. рис. 4)
Время перемещения из одного крайнего положения в другое t	
$t = \pi \sqrt{\frac{m}{2c}}$	$t = \pi \sqrt{\frac{m}{c}}$
Жесткость пружины c	
$c = \frac{\pi^2}{t^2} \cdot \frac{m}{2}$	$c = \frac{\pi^2}{t^2} m$
Максимальная потенциальная энергия пружинного аккумулятора	
$U_{\max} = 2c \cdot x_{\max}^2$ или $U_{\max} = \frac{\pi^2}{t^2} m \cdot x_{\max}^2$	$U_{\max} = \frac{1}{2} c \cdot x_{\max}^2$ или $U_{\max} = \frac{1}{2} \frac{\pi^2}{t^2} m \cdot x_{\max}^2$
Максимальное усилие пружины P_{\max}	
$P_{\max} = 2c \cdot x_{\max}$ или $P_{\max} = \frac{\pi^2}{t^2} m \cdot x_{\max}$	$P_{\max} = c \cdot x_{\max}$ или $P_{\max} = \frac{\pi^2}{t^2} m \cdot x_{\max}$
Максимальная скорость выходного звена \dot{x}_{\max}	
$\dot{x}_{\max} = \frac{\pi x_{\max}}{t}$	
Максимальное ускорение \ddot{x}_{\max}	
$\ddot{x}_{\max} = \frac{\pi^2 x_{\max}}{t^2}$	
Потребляемая энергия	
$A_d = 2\phi \frac{\pi^2}{t^3} m \cdot x_{\max}^2$	$A_d = \phi \frac{\pi^2}{t^3} m \cdot x_{\max}^2$

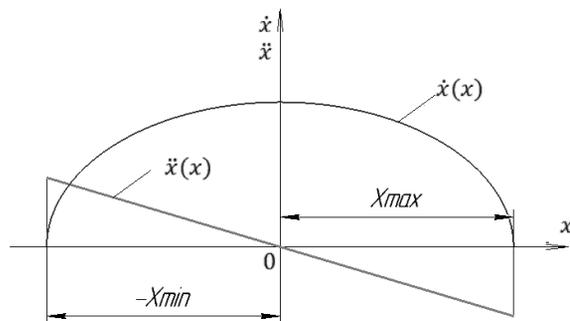


Рис. 6. Законы движения выходного звена пружинного аккумулятора

Fig. 6. Laws of motion for output link of the spring accumulator

до 50 мм применять пневматические цилиндры с возвратными пружинами [5, 6, 14, 15].

На рис. 7 показана пневматическая схема дозатора, реализованная с использованием двух пневматических цилиндров с возвратными пружинами и двух пневматических распределителей с прямым электромагнитным управлением.

Привод представляет собой колебательную систему с регулируемым выстоем, период колебания T определяется из выражения

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{m}{2c}},$$

где m — масса шибера или плунжера плюс масса перемещаемых доз; T — период колебаний; c — жесткость пружины; время перемещения t из одного крайнего положения в другое равно $t = 0,5 T$.

Величина давления сжатого воздуха, подаваемого в рабочие полости, цилиндров определяется из уравнения

$$P = \frac{0,1 U_{\max}}{x_{\max} F_{\text{пр}}},$$

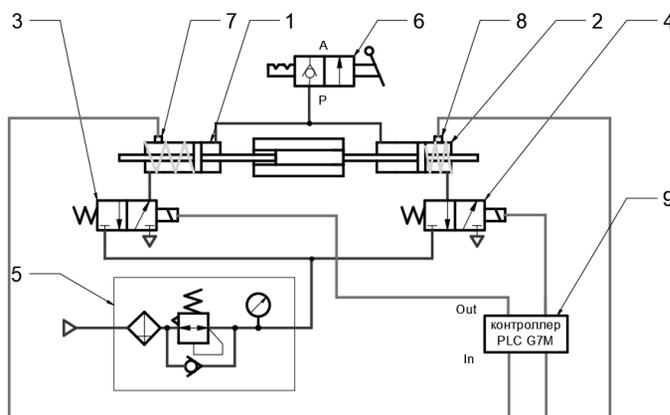


Рис. 7. Схема привода дозатора с получением номинальной дозы многократным дозированием единичной дозы: 1, 2 — пневматические цилиндры с двухсторонним штоком; 3, 4 — пневматические распределители; 5 — регулятор с обратным клапаном и манометром; 6 — ручной запорный распределитель; 7, 8 — датчики положения; 9 — система управления

Fig. 7. Circuit for a drive of dosing apparatus to produce nominal dose by multiple dosing of a single dose: 1, 2 — pneumatic cylinders with double-sided rod; 3, 4 — pneumatic distributors; 5 — regulator with check valve and manometer; 6 — hand-operated cut off distributor; 7, 8 — position sensors; 9 — control system

где $F_{пр}$ — площадь поршня, коэффициент 0,1 учитывает диссипативные потери.

Особенность этого привода заключается в том, что в нем использованы пневматические распределители с прямым электромагнитным управлением и прецизионный регулятор давления с нижним пределом близким к нулю. Дозатор такого типа был разработан для ЗАО «Акватор» и используется в фасовочных автоматах с массой дозы сыпучего продукта 0,5 г.

При использовании стандартных пневматических цилиндров с возвратными пружинами в нелинейном пружинном аккумуляторе (см. рис. 4) можно обеспечить величину максимального перемещения до 160 мм при максимальном выдвигании штока цилиндра на 50 мм.

При больших значениях перемещений рабочих органов необходимо конструировать оригинальные пружинные аккумуляторы [3].

На рис. 8 изображена схема мехатронного пружинного привода с рекуперацией энергии раскатной головки автомата для изготовления тестовых заготовок сухек, а на рис. 9 — схема пневматического привода для компенсации диссипативных потерь. Пружинный аккумулятор привода выполнен в виде четырех пружин растяжения. Их конфигурация обеспечивает суммарное усилие аккумулятора, приложенное строго по оси пневматического цилиндра. По структуре эта схема похожа на схему пневматического привода, существующих приводов. Однако есть два существенных отличия:

- в типовом приводе используется пневматический цилиндр с диаметром поршня 40 мм, а в мехатронном приводе пневматический цилиндр с диаметром поршня 16 мм, при одинаковом ходе 300 мм;

- рабочее давление в пневматическом цилиндре с диаметром поршня 16 мм меньше 1 бара, а в типовом приводе более 4 бара.

Сравнение параметров этих пневматических цилиндров показывает многократное снижение потребляемой энергии.

Заключение

Сравнительный анализ двух типов пружинных аккумуляторов показал, что с точки зрения уменьшения затрат энергии по сравнению с другими приводами, применяемых для возвратно-поступательных перемещений рабочих органов они отличаются несущественно, однако диссипативные потери будут меньше в линейном пружинном аккумуляторе. С точки зрения уменьшения габаритов вдоль направления движения рабочего органа преимущество имеет нелинейный пружинный аккумулятор, но возрастает габарит привода в поперечном направлении. В дальнейшем будут рассмотрены другие

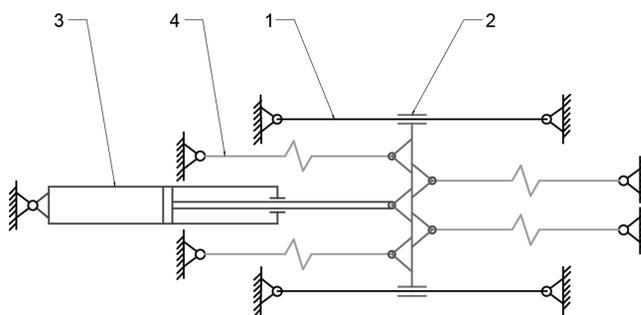


Рис. 8. Кинематическая схема мехатронного пружинного привода с рекуперацией энергии: 1 — направляющая; 2 — рабочий орган; 3 — пневматический цилиндр для компенсации диссипативных потерь; 4 — пружины растяжения
 Fig. 8. Kinematic circuit of mechatronic spring drive with energy recuperation: 1 — guide; 2 — working tool; 3 — pneumatic cylinder for compensation of dissipative losses; 4 — extension springs

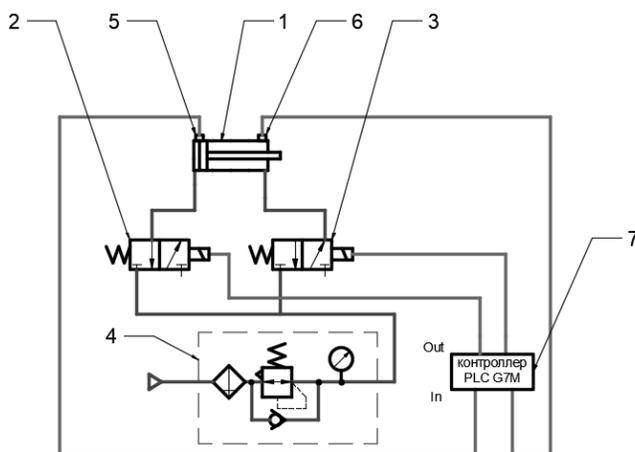


Рис. 9. Пневматическая схема мехатронного привода для компенсации диссипативных потерь: 1 — пневматический цилиндр; 2, 3 — пневматические распределители с прямым электромагнитным управлением; 4 — прецизионный регулятор давления с обратным клапаном и манометром; 5, 6 — датчики положения; 7 — система управления
 Fig. 9. Pneumatic circuit of the mechatronic drive for the compensation of dissipative losses: 1 — pneumatic cylinder; 2, 3 — pneumatic distributors with direct electromagnetic control; 4 — precision pressure regulator with check valve and manometer; 5, 6 — position sensors; 7 — control system

модификации пружинных аккумуляторов с целью уменьшения их габаритов. Планируется выполнить экспериментальные работы по определению потерь на внутреннее трение в пружинах, что снизит трудоемкость первичной настройки систем управления.

Литература

References

1. Корендяев Г. К., Саламандра Б. Л., Саламандра К. Б., Тывес Л. И. Задачи и решения при разработке упаковочных автоматических линий типа Form — fill — seal. Ч. 2. Решения задачи сборки на упаковочной автоматической линии // Приводы и компоненты машин. 2013. № 1. С. 5.
2. Надеждин И. В., Молчанов А. А. Энергоэффективные приводы мехатронных загрузочных устройств автоматизированных сборочных систем // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии, 2018. № 1. С. 86–95.
3. Патент РФ. № 2742446 от 06.07.2020. Мехатронный пружинный привод. / Жавнер В. Л. (RU), Чжао Вэнь (CN), Янь Чуаньчао (CN).
4. Matsko O. N. Spring drives for reciprocal motion // Journal of Machinery Manufacture and Reliability. 2016. Vol. 45. No. 1. pp. 1–5.
5. Zhao Wen, Zhavner V. L. The use of pneumatic cylinders with a return spring to compensate for balance losses in mechanical regenerative drives for ciprocating movements // 6-th International BAPT conference «Power Transmissions 2019», Varna, 2019. vol. 1. P. 107–112.
6. Чжао В., Жавнер В. Л., Смирнов А. Б., Янь Ч. 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.
7. 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.
8. 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.
9. 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.
10. Батырь Ф. И., Саламандра Б. Л. Исследование дозатора «Direct Filling» с сенсорным управлением // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2017. № 1. С. 80–87.
11. 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 научн. конференции с междунар. участием. Институт металлургии, машиностроения и транспорта. Ч. 2. СПб.: СПбПУ, 2017. С. 30–32.
12. Григорьян С. Г., Дегтярёва А. Н. Имитационное моделирование процесса комбинационного дозирования // Новая наука: техника и технологию / Международное научное периодическое издание по итогам МНПК. 2017. С. 42–44.
13. Саламандра Б. Л. Анализ способов стабилизации положения этикетки на автоматических упаковочных машинах // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2017. № 2. С. 106–112.
14. Жавнер В. Л., Чжао Вэнь. Дозирование сыпучих продуктов малыми дозами массой 0,2–5 грамм // Вестник Международной академии холода. 2018. № 2. С. 34–41
15. Чжао Вэнь, Жавнер В. Л. Исследование мехатронной системы дозирования сыпучих продуктов малыми дозами // Современное машиностроение. Наука и образование. 2018. № 7. С. 410–419.
1. Korendyasev G. K., Salamandra B. L., Salamandra K. B., Tyves L. I. Problems and solutions in the development of automatic packaging lines of the Form — fill — seal type. Part 2. Solutions to the problem of assembly on an automatic packaging line. *Drives and components of machines*. 2013. No. 1. P. 5. (in Russian)
2. 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. pp. 86–95. (in Russian)
3. Patent of the Russian Federation. No. 2742446 dated 06.07.2020. Mechatronic spring drive. Zhavner V. L. (RU), Zhao Wen (CN), Yan Chuanchao (CN). (in Russian)
4. Matsko O. N. Spring drives for reciprocal motion. *Journal of Machinery Manufacture and Reliability*. 2016. Vol. 45. No. 1. pp. 1–5.
5. Zhao Wen, Zhavner V. L. The use of pneumatic cylinders with a return spring to compensate for balance losses in mechanical regenerative drives for ciprocating movements. 6-th International BAPT conference «Power Transmissions 2019», Varna, 2019. vol. 1. P. 107–112.
6. Zhao V., Zhavner V. L., Smirnov A. B., Yan Ch. The use of pneumatic cylinders with return springs in mechatronic regenerative drives. *Scientific and Technical Bulletin of SpbGPU. Natural and engineering sciences*. 2019. Vol. 25. No. 1. pp. 111–123. (in Russian)
7. Pelupessi D. S., Zhavner M. V. Spring accumulators with output rotary link for stepper movements. *News of higher educational institutions. Mechanical engineering*. 2016. No. 10 (679). pp. 9–17. (in Russian)
8. 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.
9. 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.
10. Batyr F. I., Salamandra B. L. Investigation of the «Direct Filling» dispenser with touch control. *Problems of mechanical engineering and machine reliability*. 2017. No. 1. pp. 80–87. (in Russian)
11. Volkov A. N., Andreev I. D., Matsko O. N., Mosolova A. V. Ways to reduce the installed capacity of mechatronic modules with a power drive. SPbPU Science Week: materials of the scientific conference with international participation. Institute of Metallurgy, Mechanical Engineering and Transport. Part 2. St. Petersburg: SPbPU, 2017. pp. 30–32. (in Russian)
12. Grigoryan S. G., Degtyareva A. N. Simulation modeling of the process of combination dosing. *New science: technology and technology* / International scientific periodical based on the results of MNPC. 2017. pp. 42–44. (in Russian)
13. Salamandra B. L. Analysis of ways to stabilize the position of labels on automatic packaging machines. *Problems of mechanical engineering and machine reliability*. 2017. No. 2. pp. 106–112. (in Russian)
14. Zhavner V. L., Zhao Wen. Dosing of loose products in small doses of 0.2–5 grams. *Vestnik Mezhdunarodnoi akademii kholoda*. 2018. No 2. p. 34–41. (in Russian)
15. Zhao Wen, Zhavner V. L. Investigation of the mechatronic dosing system of bulk products in small doses. *Modern mechanical engineering. Science and education*. 2018. No. 7. pp. 410–419. (in Russian)

Сведения об авторах

Жавнер Милана Викторовна

К. т. н., доцент, Высшая школа машиностроения,
Санкт-Петербургский политехнический университета Петра
Великого, 195251, Санкт-Петербург, ул. Политехническая, 29,
milanaj@mail.ru

Янь Чуаньчао

Аспирант Санкт-Петербургского политехнического
университета Петра Великого, 195251, Санкт-Петербург,
ул. Политехническая, 29, ychuanchao@mail.ru

Ли Сэнь

Аспирант Санкт-Петербургского политехнического
университета Петра Великого, 195251, Санкт-Петербург,
ул. Политехническая, 29, 15952261994@163.com

Information about authors

Zhavner Milana V.

Ph. D., Associate Professor, Higher School of Mechanical
Engineering, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University,
Russia, 195251, St. Petersburg, Politekhnikeskaya, 29,
milanaj@mail.ru

Yan Chuanchao

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

Li Sen

Graduate student of Peter the Great St. Petersburg Polytechnic
University, Russia, 195251, St. Petersburg,
Politekhnikeskaya, 29, 15952261994@163.com

Требования к рукописям, представляемым в журнал «Вестник МАХ»

- В начале статьи, слева – УДК;
- После названия статьи – авторы с указанием места работы и контактной информации (e-mail);
- Аннотация должна быть полноценной и информативной, не содержать общих слов, отражать содержание статьи и результаты исследований, строго следовать структуре статьи. Рекомендуемый объем 150 – 200 слов на русском и английском языках. Ключевые слова – 5-7.
- **Статья должна быть структурирована:**
Во введении необходимо представить содержательную постановку рассматриваемого вопроса, провести краткий анализ известных из научной литературы решений (со ссылками на источники), дать критику их недостатков, показать научную новизну и преимущество (особенности) предлагаемого подхода.
В основном тексте статьи должна быть представлена строгая постановка решаемой задачи, изложены и обстоятельно разъяснены (доказаны) полученные утверждения и выводы, приведены результаты экспериментальных исследований или математического моделирования, иллюстрирующие сделанные утверждения. Основной текст статьи должен быть разбит на содержательные разделы.
- **В заключении (Выводы)** необходимо кратко сформулировать основные результаты, прокомментировать их и, если возможно, указать направления дальнейших исследований и области применения.
- статьи представляются набранными на компьютере в текстовом редакторе Word 97-2007 на одной стороне листа через 1,5 интервала, размер шрифта 14.
- объем статьи 15–20 страниц (формат А4, вертикальный, 210x297 мм), включая аннотацию, рисунки, литературу; поля: левое – 2 см, правое – 2 см, верхнее – 2 см, нижнее – 2 см;
- формулы и отдельные символы набираются с использованием редактора формул MathType (Microsoft Equation), **не вставлять формулы из пакетов MathCad и MathLab.**
- Список литературных источников должен быть оформлен по ГОСТу и содержать ссылки только на опубликованные работы. Самоцитирование не более 25%, список литературы должен содержать источники не старше 5 лет и включать в себя зарубежные публикации по данной тематике. Количество пристатейных ссылок не менее 15-20.

Статьи, оформленные с нарушением правил, редакцией не принимаются и возвращаются авторам без рассмотрения по существу. Автор гарантирует отсутствие плагиата и иных форм неправомерного заимствования результатов других произведений.

Данные об аффилировании авторов (author affiliation).

На отдельной странице предоставляются сведения об авторах на русском и английском языках: фамилия, имя, отчество полностью, ученая степень, должности основного места работы (учебы); наименование и почтовые адреса учреждений, в которых работают авторы, e-mail, ORCID; Scopus ID; ПИНЦ ID

Статьи принимаются на магнитном носителе и в печатном экземпляре или высылаются на электронный адрес редакции vestnikmax@rambler.ru

Плата за публикации не взимается
Дополнительная информация для авторов на сайте <http://vestnikmax.com>