

УДК 621.01

10.18698/0536-1044-2016-10-9-17

# Пружинные аккумуляторы с выходным поворотным звеном для шаговых перемещений

Д.С. Пелупесси, М.В. Жавнер

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, 195251, Санкт-Петербург, Российская Федерация, Политехническая ул., д. 29

## Spring-Loaded Accumulators with the Output Rotary Link for Step Movements

D.S. Pelupessy, M.V. Zhavner

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, 195251, Saint Petersburg, Russian Federation, Politechnicheskaya St., Bldg. 29



e-mail: pelupessy.d@yandex.ru, zhavner\_mv@spbstu.ru

**i** Уменьшение затрат энергии в различных отраслях промышленности является важнейшей экономической задачей. В шаговых приводах для снижения энергозатрат можно использовать пружинные приводы с рекуперацией энергии. При этом в некоторых случаях пружинные механизмы позволяют упростить конструкцию и уменьшить массогабаритные характеристики. В статье рассмотрены пружинные аккумуляторы с выходным поворотным звеном, используемые в приводах с рекуперацией энергии для шаговых перемещений. Пружинные аккумуляторы можно создавать на базе пружин растяжения и сжатия. В отношении плавности поворота пружинные аккумуляторы с выходным поворотным звеном и углом поворота  $2\pi$  являются идеальными. Использование схем с двумя симметричными пружинами вместо пружинных аккумуляторов с одной пружиной позволяет увеличить потенциальную энергию (в 2 раза) и быстродействие при заданной жесткости пружины. Пружинные аккумуляторы с выходным поворотным звеном можно использовать как в приводах с компенсацией диссипативных потерь в процессе движения, так и в приводах с их предварительной компенсацией. Для представленных пружинных аккумуляторов рассмотрены геометрические и динамические характеристики и даны рекомендации по использованию.

**Ключевые слова:** пружинные аккумуляторы, рекуперация энергии, шаговые перемещения, быстродействие, энергозатраты.

**i** Reducing energy consumption in various industries is a key economic task. Spring-loaded drives with energy recovery systems can be used in step motor drives to reduce energy expenditure. In some cases, spring mechanisms can simplify the design and reduce mass-dimensional characteristics. In this article the authors review spring-loaded accumulators with the output rotary link that are used in drives with energy recovery systems for step movements. Spring-loaded accumulators can be developed using tension and compression springs. Spring-loaded accumulators with the output rotary link and the rotation angle  $2\pi$  are an ideal solution with respect to the smoothness of rotation. The use of schemes with two symmetrical springs instead of a spring-loaded accumulator with a single spring allows increasing the potential energy (by two times) and the performance for a given spring constant. Spring-loaded accumulators with the output rotary link can be used in drives with

compensation of dissipative losses in the process of moving as well as in drives with prior dissipative loss compensation. Geometric and dynamic characteristics for the presented spring-loaded accumulators are considered in the article, and usage recommendations are given.

**Keywords:** spring accumulators, energy recovery, step movement, high-speed performance, energy consumption.

Несмотря на то что пружинным аккумуляторам (ПА) посвящено значительное количество работ, в технической литературе отсутствует информация об их характеристиках и методиках расчета, и они не находят широкого воплощения в конструкторских разработках [1–4]. Другой областью применения ПА может быть оборудование для испытания различных элементов машин в целях определения их срока службы и надежности [5]. В этом случае при требуемой рабочей нагрузке на испытываемые детали затраты энергии будут снижены по крайней мере на порядок по сравнению с таковыми в типовых стендах.

**Пружинные аккумуляторы с выходным поворотным звеном (ВПЗ)** также применяют в приводах с рекуперацией энергии для шаговых перемещений и уравнивающих устройств [6, 7]. В целях повышения энергоэффективности приводов сборочных машин-автоматов с дискретным перемещением исполнительного органа в качестве двигателя используют пружины растяжения-сжатия для реализации принципа рекуперации энергии [8]. Еще одной областью применения ПА являются приводы с возвратно-поступательным перемещением [9–13].

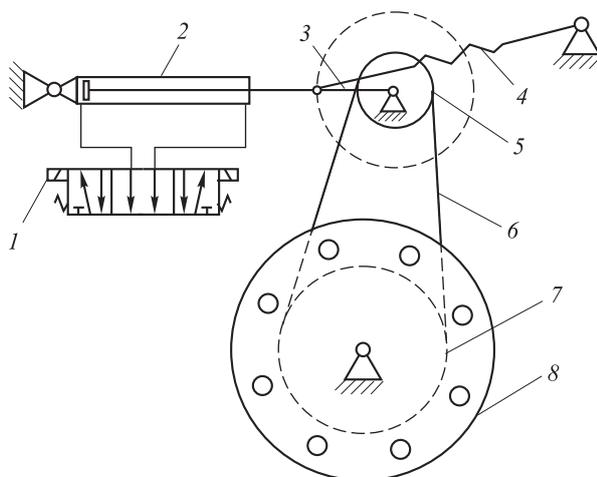


Рис. 1. Схема нереверсивного пружинного привода для поворотного стола:

1 — распределитель; 2 — пневмоцилиндр; 3 — поворотное звено; 4 — пружина; 5, 7 — ведущий и ведомый шкивы; 6 — ремень; 8 — поворотный стол

Цель работы — рассмотрение ПА с ВПЗ на базе пружин растяжения и сжатия с углом поворота  $2\pi$ , которые можно использовать в качестве основного двигателя поворотных столов технологического оборудования.

На рис. 1 приведена схема нереверсивного привода для обеспечения дискретного угла поворота поворотного стола.

Использование ПА с ВПЗ в приводах с рекуперацией энергии для шаговых перемещений позволяет снизить энергозатраты в 5–10 раз [14, 15] по сравнению с таковыми в традиционных шаговых приводах. Пружинные приводы характеризуются высокими показателями быстродействия и надежности.

В работе [16] предложен привод на базе схемы ПА с одной пружиной растяжения и двумя поворотными звеньями, кинематически связанный с выходным звеном. Такую схему можно использовать в приводах для позиционирования в автоматических револьверных головках металлорежущих станков, а также в поворотных столах или поворотных головках для инструмента.

На рис. 2 показан ПА с ВПЗ 1, шарнирно соединенный с цилиндрической пружиной растяжения 2, второй конец которой связан с основанием. При вращении вокруг оси  $O$  точка  $O_1$  совершает поворот на угол  $q = 2\pi$ . Такой ПА можно создать и на базе пружины сжатия.

В схеме, приведенной на рис. 2, пружина соединена непосредственно с поворотным звеном и основанием. Для осуществления поворотного движения также можно использовать пружин-

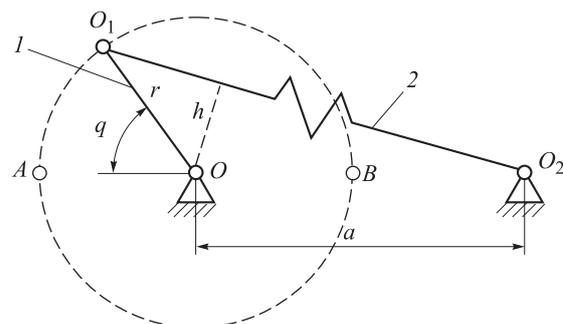


Рис. 2. Схема ПА с ВПЗ и пружиной растяжения

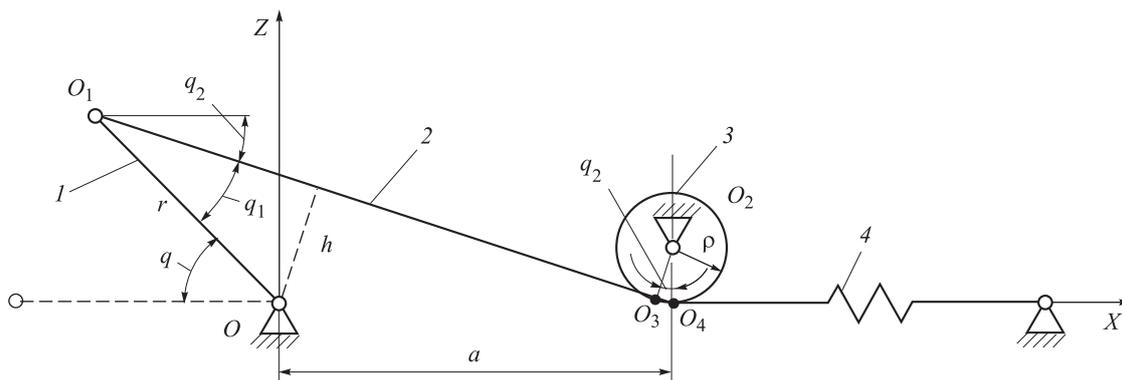


Рис. 3. Схема ПА с гибким элементом:  
1 — поворотное звено; 2 — гибкий элемент; 3 — отклоняющий блок; 4 — пружина

ные приводы с гибким элементом в сочетании с опорными роликами [7].

На рис. 3 представлена схема ПА, в котором поворотное звено соединено с пружиной через гибкий элемент, например, через трос или стальную ленту.

Основными геометрическими характеристиками ПА с ВПЗ являются:

$r$  — радиус выходного звена;

$L_0$  — минимальная длина пружины;

$L_{max}$  — максимальная длина пружины;

$a$  — межосевое расстояние;

$q$  — расчетный угол поворота выходного звена.

Поскольку ПА с ВПЗ можно применять в приводах с рекуперацией энергии для шаговых, возвратно-качательных и возвратно-поступательных перемещений, а также в системах уравнивания звеньев, расположенных в вертикальной плоскости, рассмотрим характеристики ПА в пределах поворота выходного звена на угол  $2\pi$ . Конструктор в зависимости от решаемых задач выбирает рабочие участки моментных характеристик, учитывая, что для использования всех положительных свойств пружинных аккумуляторов их основные силовые характеристики определяют из возможного угла поворота  $2\pi$ .

Межосевое расстояние ПА с ВПЗ, приведенного на рис. 2, определяется по формуле

$$a = r + L_0. \quad (1)$$

Максимальное удлинение пружины в рассматриваемом ПА  $\Delta L_{пр}^{max} = 2r$ , поэтому минимальная длина пружины

$$L_0 = \frac{2r}{K_y},$$

где  $K_y$  — коэффициент удлинения пружины, который для стандартных цилиндрических пружин лежит в пределах  $0,5 \dots 4,0$  [15].

Максимальная длина пружины

$$L_{max} = a + r.$$

Для определения областей изменения межосевого расстояния введем безразмерный коэффициент  $a' = a/r$ . Значения расстояния  $a$  изменяются от  $1,5r$  до  $5r$ , а параметра  $a'$  — от  $1,5 \dots 5,0$  для ПА с пружиной растяжения и от  $1,1$  до  $5,0$  для ПА с пружиной сжатия.

Основными характеристиками ПА с ВПЗ являются:

- закон изменения потенциальной энергии в зависимости от угла поворота;
- зависимость усилия пружины от угла поворота выходного звена;
- жесткость и максимальное усилие пружины;
- закон изменения движущего момента, который при постоянном приведенном моменте инерции аналогичен по виду закону ускорения;
- зависимость скорости выходного звена от угла поворота;
- время поворота на заданный угол при заданном моменте инерции поворотного стола, приведенном к оси поворотного звена ПА, и при определенной жесткости пружины;
- диссипативные потери.

Знание данных характеристик позволяет конструктору осознанно выбирать те или иные пружинные аккумуляторы с учетом их основных геометрических характеристик и сравнительного анализа при создании пружинных приводов.

Рассмотрим некоторые из основных характеристик ПА с ВПЗ. Примем, что нагрузка на

пружинный аккумулятор определяется моментом инерции поворотного стола, приведенным к оси поворотного звена. Технологическая нагрузка в поворотных столах и шаговых приводах отсутствует, а нагрузка на привод зависит только от массовых характеристик конструктивных элементов.

Определим законы изменения потенциальной энергии для ПА с ВПЗ. При одинаковой жесткости пружин  $c$  и радиусе поворотного звена  $r = OO_1$  (см. рис. 2) максимальная потенциальная энергия в положении неустойчивого равновесия в случае отсутствия предварительного натяжения пружины имеет вид

$$U_{\max} = 2cr^2.$$

Текущее значение потенциальной энергии ПА с ВПЗ определяется выражением

$$U_{\tau} = 0,5c\Delta L_{\text{пр}}^2. \quad (2)$$

Здесь  $\Delta L_{\text{пр}}$  — текущее удлинение пружины,

$$\Delta L_{\text{пр}} = \sqrt{r^2 + a^2 + 2ar \cos q} - L_0. \quad (3)$$

С учетом уравнения (3) выражение (2) примет вид

$$U_{\tau} = 0,5c \left( \sqrt{r^2 + a^2 + 2ar \cos q} - L_0 \right)^2 \quad (4)$$

или

$$U_{\tau} = 0,5cr^2 U'_{\tau},$$

где

$$U'_{\tau} = \left[ \sqrt{1 + (a')^2 + 2a' \cos q} - (a' - 1) \right]^2$$

— уравнение, определяющее значение потенциальной энергии в безразмерном виде.

Графики, определяющие область значений потенциальной энергии в зависимости от угла поворота ПА с ВПЗ при двух различных значениях безразмерного коэффициента  $a'$  приведены на рис. 4.

Рассматриваемые ПА можно использовать как в приводах с компенсацией диссипативных потерь в процессе движения, так и в приводах с их предварительной компенсацией. В последнем случае в положении устойчивого равновесия пружина имеет предварительный натяг.

Диссипативные потери ПА с ВПЗ определяются внутренним трением в пружине и трением в шарнирных соединениях пружины [15, 17].

Максимальная потенциальная энергия такого ПА с предварительным натяжением пружины имеет вид

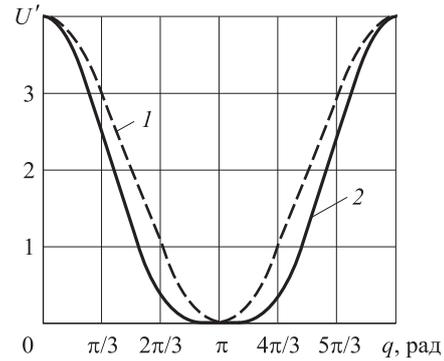


Рис. 4. Зависимость потенциальной энергии  $U'$  от угла поворота  $q$  ПА с ВПЗ:  
1 —  $a' = 1$ ; 2 —  $a' = 5$

$$U_{\max} = 0,5c(2r + \Delta L)^2,$$

где  $\Delta L$  — значение предварительного удлинения пружины, обеспечивающее требуемое предварительное натяжение. Предварительное натяжение пружины, используемое для предварительной компенсации диссипативных потерь, в некоторых случаях обеспечивает линейную характеристику пружины.

Минимальная потенциальная энергия

$$U_{\min} = 0,5c\Delta L^2.$$

Разность между максимальной и минимальной потенциальными энергиями ПА с ВПЗ при предварительной компенсации диссипативных потерь имеет вид

$$A_{\text{д}} = U_{\max} - U_{\min}.$$

В ПА, предназначенном для привода с компенсацией диссипативных потерь в процессе движения, межосевое расстояние  $a$  определяется уравнением (1), а в ПА, применяемом для привода с предварительной компенсацией диссипативных потерь, межосевое расстояние вычисляется с учетом предварительного удлинения пружины по формуле

$$a = r + L_0 + \Delta L.$$

Рассмотрим некоторые из основных характеристик ПА с ВПЗ без предварительной компенсации диссипативных потерь.

Момент, действующий на выходное звено, имеет вид

$$M = c\Delta L_{\text{пр}}h, \quad (5)$$

где  $h$  — плечо вращающего момента,

$$h = \frac{ar \cos q}{\sqrt{r^2 + a^2 + 2ar \cos q}}.$$

Для ПА с ВПЗ, представленного на рис. 2, выходная моментная характеристика

$$M = acr \sin q \left( 1 - \frac{a-r}{\sqrt{r^2 + a^2 + 2ar \cos q}} \right) \quad (6)$$

или

$$M = cr^2 \sin q M',$$

где

$$M' = a' \left( 1 - \frac{a'-1}{\sqrt{1+(a')^2 + 2a' \cos q}} \right)$$

— уравнение, определяющее значение момента в безразмерном виде.

На рис. 5 в общем виде показана область значений моментных характеристик ПА с ВПЗ, представленного на рис. 2.

Следует отметить, что при изменении геометрических параметров, в частности при увеличении межосевого расстояния, максимальное значение момента повышается и смещается к положению неустойчивого равновесия. При этом площади, ограниченные каждой кривой, одинаковы и соответствуют работе, которая равна максимальной потенциальной энергии.

Текущее значение усилия пружины с учетом уравнений (1) и (3) определяется следующими выражениями:

$$P_{пр} = c\Delta L_{пр};$$

$$P_{пр} = c \left( \sqrt{r^2 + a^2 + 2ar \cos q} - L_0 \right); \quad (7)$$

$$P_{пр} = crP'_{пр},$$

где

$$P'_{пр} = \sqrt{1+(a')^2 + 2a' \cos q} - a' + 1$$

— уравнение, определяющее значение усилия пружины в безразмерном виде.

Графики зависимостей, определяющие область значений усилия пружины в общем виде, приведены на рис. 6.

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

$$U_{\max} - U_T = T. \quad (8)$$

Максимальная кинетическая энергия

$$T = J\dot{q}^2/2, \quad (9)$$

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

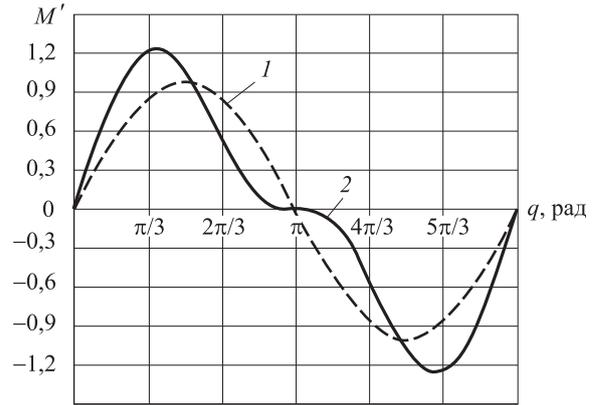


Рис. 5. Зависимость моментной характеристики  $M'$  от угла поворота  $q$  ПА с ВПЗ:  
1 —  $a' = 1$ ; 2 —  $a' = 5$

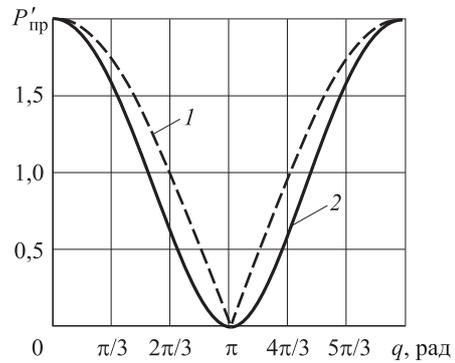


Рис. 6. Зависимость усилия пружины  $P'_{пр}$  от угла поворота  $q$  ПА с ВПЗ:  
1 —  $a' = 1$ ; 2 —  $a' = 5$

Текущая угловая скорость определяется из уравнений (8) и (9):

$$\dot{q} = \sqrt{\frac{2(U_{\max} - U_T)}{J}}.$$

После подстановки значений для максимальной и текущей потенциальных энергий эта формула примет вид

$$\dot{q} = \sqrt{\frac{2 \left[ 2cr^2 - 0,5c(\sqrt{r^2 + a^2 + 2ar \cos q} - L_0)^2 \right]}{J}} \quad (10)$$

или

$$\dot{q} = 2r \sqrt{\frac{c}{J}} \dot{q}',$$

где

$$\dot{q}' = \sqrt{1 - \frac{\left[ \sqrt{1+(a')^2 + 2a' \cos q} - (a'-1) \right]^2}{4}}$$

— уравнение, определяющее значение угловой скорости в безразмерном виде.

Зависимость безразмерной характеристики угловой скорости ПА с ВПЗ при двух различных значениях параметра  $a'$  приведена на рис. 7.

Максимальная угловая скорость выходного звена имеет место при прохождении положения устойчивого равновесия.

Если принять  $a' = 1$ , то уравнения (4), (6), (7) и (10) примут вид выражений для синусного аккумулятора [17–20].

Вследствие динамических и конструктивных ограничений реализовать ПА с синусной характеристикой и углом поворота  $2\pi$  невозможно. Однако грузовой аккумулятор позволяет создать привод с углом поворота  $2\pi$  [19]. Пружинный аккумулятор с синусной моментной характеристикой также можно реализовать в системах уравнивания звеньев при их вертикальном расположении или при угле поворота  $q < 2\pi$  [15].

Определим время поворота между точками неустойчивого равновесия, пренебрегая диссипативными потерями.

Время поворота ПА на угол  $2\pi$  определяется из решения интегрального уравнения [21]

$$t = \sqrt{\frac{J}{2}} \int_0^{2\pi} \frac{dq}{\sqrt{U_{\max} - U_T}}. \quad (11)$$

Уравнение (11) можно записать в виде

$$t = \int_0^{2\pi} \frac{dq}{\dot{q}(q)} = \frac{1}{2r} \sqrt{\frac{J}{c}} K_{tq}, \quad (12)$$

где  $K_{tq}$  — безразмерный коэффициент, получаемый при решении интегрального уравнения и определяющий время поворота без учета массогабаритных характеристик.

При решении интегрального уравнения (12) для синусного аккумулятора получаем значение коэффициента  $K_{tq} = 24,5$ , что позволяет определить время поворота при заданной жесткости

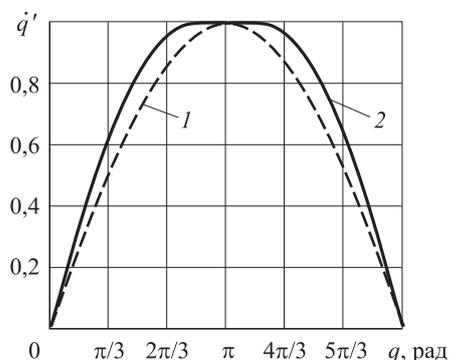


Рис. 7. Зависимость безразмерной характеристики угловой скорости  $\dot{q}'$  от угла поворота  $q$  ПА с ВПЗ: 1 —  $a' = 1$ ; 2 —  $a' = 5$

пружины или жесткость пружины при заданном времени поворота.

Значения коэффициента  $K_{tq}$  при различных значениях конструктивного параметра  $a'$  приведены ниже:

$a'$ .....	1	2	3	4	5	6	10	20
$K_{tq}$ .....	24,5	21,6	20,5	20,0	19,6	19,4	19,0	18,6

Следует отметить, что изменение геометрических параметров, в частности, увеличение  $a'$ , приводит к повышению быстродействия и уменьшению времени поворота. При  $a' > 5$  время поворота снижается незначительно, что позволяет сделать вывод о нецелесообразности увеличения габаритных размеров привода.

Преобразование уравнения (12) позволяет определить жесткость пружины:

$$c = \frac{JK_{tq}^2}{4r^2t^2}.$$

Анализ данной формулы позволяет сделать вывод о том, что при уменьшении радиуса поворотного звена жесткость пружины увеличится.

При угле поворота  $2\pi$  можно получить или точный синусоидальный закон ускорения (грузовой аккумулятор), или синусоидальный закон, в котором скорость и ускорение меняются непрерывно, а свои изменения начинают и оканчивают нулевыми значениями, что определяет благоприятный динамический режим.

Наилучшее приближение к синусной моментной характеристике можно получить в ПА с гибким элементом, представленном на рис. 3.

Для ПА на базе гибкого элемента изменение длины пружины происходит в таких же пределах, как и для ПА, в которых ВПЗ соединено непосредственно с пружиной.

В соответствии с рис. 3 текущая длина гибкого элемента

$$L_T = O_1O_3 + O_3O_4,$$

где  $O_1O_3$  — длина гибкого элемента от оси  $O_1$  до точки касания гибким элементом блока  $O_3$ ;  $O_3O_4$  — длина гибкого элемента, расположенного на блоке 3 в пределах угла  $q_2$ .

Обозначим  $O_1O_3 = L$ .

Длина гибкого элемента на угле обхвата  $q_2$  (рад) равна  $\rho q_2$ . Значение угла  $q_2$  получаем из решения квадратного уравнения

$$(A^2 + R^2) \sin^2 q_2 - 2Ar \sin q_2 - (R^2 - \rho^2) = 0,$$

где  $A = a - r \cos q$ ;  $R = \rho - r \sin q$ .

Тогда  $L_T = L + \rho q_2$ .

В соответствии с рис. 3 момент ПА с гибким элементом определяется выражением (5), где  $h = r \sin q_1 = L \sin(q - q_2)$ .

Для предварительных расчетов при  $\rho/r \leq 0,15$  можно использовать приведенные выше значения коэффициента  $K_{iq}$  для заданного конструктивного параметра  $a'$ .

Рассмотренные ПА с ВПЗ имеют рабочий угол поворота  $q = 2\pi$  и отличаются благоприятными динамическими режимами. В отношении плавности поворота ПА с ВПЗ и углом поворота  $2\pi$  являются идеальными. Применение таких ПА оправдано их малыми габаритными размерами и высоким быстродействием.

При создании пружинных приводов на базе ПА с ВПЗ основными характеристиками являются приведенный к оси поворотного звена момент инерции поворотного стола и заданное время поворота, определяемое технологическим оборудованием.

## Выводы

1. Увеличение межосевого расстояния ПА с ВПЗ приводит к повышению быстродействия при заданной жесткости пружины. Однако при

параметре  $a' > 5$  время поворота уменьшается незначительно, что позволяет сделать вывод о нецелесообразности увеличения габаритных размеров привода.

2. При проектировании поворотных столов фасовочно-упаковочного оборудования без ограничения ускорения для повышения быстродействия можно использовать значения параметра  $a' > 3$ . При ограничении ускорения следует применять ПА с ВПЗ, имеющий характеристики, близкие к таковым для синусного аккумулятора.

3. ПА с ВПЗ, созданный на базе гибкого элемента, позволяет получать наилучшее приближение к синусной моментной характеристике, а также осуществлять различные компоновочные решения.

4. При фиксации поворотного звена в точке неустойчивого равновесия пружинные приводы применимы как для нереверсивного, так и для реверсивного движения. При необходимости обеспечения направленного движения точку фиксации следует смещать на небольшой угол в сторону направления движения, что обеспечивает создание момента, требуемого для осуществления начала движения.

## Литература

- [1] Семенович В.С. *Разработка теории, методов проектирования и создание рекуператорных средств механизации кузнечно-штамповочного производства*. Дис. ... д-ра техн. наук. Воронеж, 1999. 366 с.
- [2] Сысоев С.Н. *Повышение эффективности вспомогательных операций в автоматизированных производствах на основе создания быстродействующих цикловых механизмов агрегатно-модульного типа*. Дис. ... д-ра тех. наук. Москва, 1999. 401 с.
- [3] Глушков А.А. *Исследование и разработка быстродействующих поворотных цикловых приводов колебательного типа*. Дис. ... канд. техн. наук. Владимир, 2006. 148 с.
- [4] Болотин Л.М., Корендяев А.И., Саламандра Б.Л., Тывес Л.И. *Механическая рука*. А.с. 1323378 СССР, опубл. 15.07.87, бюл. № 26, 4 с.
- [5] Писаренко Г.С., ред. *Испытательная техника для исследования механических свойств материалов*. Киев, Наукова думка, 1984.
- [6] Зайцев В.В., Корендяев А.И., Литовченко А.П., Саламандра Б.Л., Тывес Л.И., Шишков В.С., Сачков Л.Б. *Промышленный робот*. А.с. 1768381 СССР, опубл. 15.10.92, бюл. № 38, 3 с.
- [7] Корендяев А.И., Саламандра Б.Л., Тывес Л.И., Владов И.Л., Данилевский В.Н., Жавнер В.Л., Колискор А.Ш., Петров Л.Н., Серков Н.А. Модестов М.Б., Ушаков В.И., Тихомиров В.Г., Ковалев В.Е. *Манипуляционные системы роботов*. Москва, Машиностроение, 1989. 471 с.
- [8] Надеждин И.В., Мочанов А.А. Динамика мехатронных рекуперативных приводов загрузочных устройств автоматизированных сборочных систем. *Вестник Рыбинской государственной авиационной технологической академии им. П.А. Соловьева*, 2015, № 1 (32), с. 19–24.
- [9] Жавнер В.Л., Жавнер М.В., Мацко О.Н. Мехатронный рекуперативный привод для возвратно-поступательных перемещений. *Современное машиностроение. Наука и образование*, 2012, № 2, с. 304–310.

- [10] Мацко О.Н., Жавнер М.В. Нахождение периода колебаний нелинейного пружинного аккумулятора с поступательной парой. *Современное машиностроение. Наука и образование*, 2013, № 3, с. 205–209.
- [11] Жавнер В.Л., Мацко О.Н. Рекуперативные приводы для цикловых перемещений с пневматическим компенсатором диссипативных сил. *Современное машиностроение. Наука и образование*, 2014, № 4, с. 513–521.
- [12] Жавнер В.Л., Мацко О.Н. Пружинные приводы для возвратно-поступательных перемещений. *Проблемы машиностроения и надежности машин*, 2016, № 1, с. 3–7.
- [13] Zhavner V.L., Matsko O.N. Spring drives for reciprocal motion. *Journal of Machinery Manufacture and Reliability*, 2016, no. 1, pp. 1–5.
- [14] Жавнер М.В. *Методы расчета и проектирования исполнительных устройств робототехнических систем на базе пружинных механизмов*. Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Санкт-Петербург, 2003. 18 с.
- [15] Жавнер В.Л., Мацко О.Н., Жавнер М.В. *Рекуперативные приводы для цикловых перемещений*. Deutschland, Saarbrücken, Palmarium Academic Publishing, 2014. 90 с.
- [16] Бабицкий В.И., Котлячков А.А., Чечуров В.А., Шипилов А.В., Панин В.Н. *Резонансный привод*. А.с. 1544550 СССР, опубли. 23.02.90, бюл. № 7, 5 с.
- [17] Вульфсон И.И. *Динамика цикловых машин*. Санкт-Петербург, Политехника, 2013. 425 с.
- [18] Лойцянский Л.Г., Лурье А.И. *Курс теоретической механики*. Т. 2. Москва, Наука, 1983. 621 с.
- [19] Феоктистова Н.А. *Гидромеханические рекуперативные приводы промышленных роботов для механизации погрузочно-разгрузочных работ*. Дис. ... канд. техн. наук. Ленинград, 1988. 276 с.
- [20] Пановко Я.Г. *Введение в теорию механических колебаний*. Москва, Наука, 1991. 256 с.
- [21] Ландау Л.Д., Лифшиц Е.М. *Теоретическая физика. В 10 т. Т. 1: Механика*. Москва, Наука, Гл. ред. физ.-мат. лит., 1988. 216 с.

## References

- [1] Semenozhenkov V.S. *Razrabotka teorii, metodov proektirovaniia i sozdanie rekuperatornykh sredstv mekhanizatsii kuznechno-shtampovochного proizvodstva*. Diss. dokt. tekhn. nauk [Development of the theory, design methods for heat recovery and the creation of means of mechanization of forging and stamping production. Dr. tech. sci. diss.]. Voronezh, 1999. 366 p.
- [2] Sysoev S.N. *Povyshenie effektivnosti vspomogatel'nykh operatsii v avtomatizirovannykh proizvodstvakh na osnove sozdaniia bystrodeistvuiushchikh tsiklovyykh mekhanizmov agregatno-modul'nogo tipa*. Diss. dokt. tekhn. nauk [Improved support operations in automated production based on the creation of high-speed cyclic mechanisms aggregate-modular. Dr. tech. sci. diss.]. Moscow, 1999. 401 p.
- [3] Glushkov A.A. *Issledovanie i razrabotka bystrodeistvuiushchikh povorotnykh tsiklovyykh privodov kolebatel'nogo tipa*. Diss. kand. tekhn. nauk [Research and development of high-speed rotary cyclic drives of oscillating type. Cand. tech. sci. diss.]. Vladimir, 2006. 148 p.
- [4] Bolotin L.M., Korendiasev A.I., Salamandra B.L., Tyves L.I. *Mekhanicheskaiia ruka* [Mechanical arm]. Certificate of authorship no. 1323378 USSR, 1987. 4 p.
- [5] *Ispytatel'naia tekhnika dlia issledovaniia mekhanicheskikh svoistv materialov* [Test equipment for the study of mechanical properties of materials]. Ed. Pisarenko G.S. Kiev, Naukova dumka publ., 1984.
- [6] Zaitsev V.V., Korendiasev A.I., Litovchenko A.P., Salamandra B.L., Tyves L.I., Shishkov V.S., Sachkov L.B. *Promyshlennyi robot* [Industrial robot]. Patent no. 1768381 USSR, 1992. 3 с.
- [7] Korendiasev A.I., Salamandra B.L., Tyves L.I., Vladov I.L., Danilevskii V.N., Zhavner V.L., Koliskor A.Sh., Petrov L.N., Serkov N.A., Modestov M.B., Ushakov V.I., Tikhomirov V.G., Kovalev V.E. *Manipulatsionnye sistemy robotov* [Handling robot system]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1989. 471 p.
- [8] Nadezhdin I.V., Mochanov A.A. *Dinamika mekhatronnykh rekuperativnykh privodov zagruzochnyykh ustroystv avtomatizirovannykh sborochnykh sistem* [Dynamics of mechatronic recuperative drives of automated assembly systems loaders]. *Vestnik Rybinskoi gosudarstvennoi aviatsionnoi tekhnologicheskoi akademii im. P.A. Solov'eva* [Bulletin of Rybinsk State Aviation Technological Academy named after P.A. Solovyov]. 2015, no. 1 (32), pp. 19–24.

- [9] Zhavner V.L., Zhavner M.V., Matsko O.N. Mekhatronnyi rekuperativnyi privod dlia vozvratno-postupatel'nykh peremeshchenii [Mechatronic regenerative drive for reciprocating movement]. *Sovremennoe mashinostroenie. Nauka i obrazovanie* [Modern Mechanical Engineering: Science and Education]. 2012, no. 2, pp. 304–310.
- [10] Matsko O.N., Zhavner M.V. Nakhozhdenie perioda kolebani nelineinogo pruzhinного аккумулятора s postupatel'noi paroi [Finding the period of oscillation of a nonlinear spring accumulator with a sliding pair]. *Sovremennoe mashinostroenie. Nauka i obrazovanie* [Modern Mechanical Engineering: Science and Education]. 2013, no. 3, pp. 205–209.
- [11] Zhavner V.L., Matsko O.N. Rekuperativnye privody dlia tsiklovykh peremeshchenii s pnevmaticheskimi kompensatorom dissipativnykh sil [Regenerative drives for cyclic movements with pneumatic compensator dissipative forces]. *Sovremennoe mashinostroenie. Nauka i obrazovanie* [Modern Mechanical Engineering: Science and Education]. 2014, no. 4, pp. 513–521.
- [12] Zhavner V.L., Matsko O.N. Pruzhinnye privody dlia vozvratno-postupatel'nykh peremeshchenii [Spring drives for reciprocating movement]. *Problemy mashinostroeniia i nadezhnosti mashin* [Journal of machinery manufacture and reliability]. 2016, no. 1, pp. 3–7.
- [13] Zhavner V.L., Matsko O.N. Spring drives for reciprocal motion. *Journal of Machinery Manufacture and Reliability*, 2016, no. 1, pp. 1–5.
- [14] Zhavner M.V. *Metody rascheta i proektirovaniia ispolnitel'nykh ustroystv robototekhnicheskikh sistem na baze pruzhinnykh mekhanizmov*. Diss. kand. tekhn. nauk [Methods of calculation and design of the actuators robotic systems based on spring mechanisms. Cand. tech. sci. diss.]. St. Petersburg, 2003. 18 p.
- [15] Zhavner V.L., Matsko O.N., Zhavner M.V. *Rekuperativnye privody dlia tsiklovykh peremeshchenii* [Regenerative drives for cyclic movements]. Deutschland, Saarbrucken, Palmarium Academic Publishing, 2014. 90 p.
- [16] Babitskii V.I., Kotliachkov A.A., Chechurov V.A., Shipilov A.V., Panin V.N. *Rezonansnyi privod* [Resonant drive]. Certificate of authorship no. 1544550 USSR, 1990. 5 p.
- [17] Vul'fson I.I. *Dinamika tsiklovykh mashin* [Dynamics of cycle machines]. St. Petersburg, Politekhnik publ., 2013. 425 p.
- [18] Loitsianskii L.G., Lur'e A.I. *Kurs teoreticheskoi mekhaniki* [Course of theoretical mechanics]. Vol. 2. Moscow, Nauka publ., 1983. 621 p.
- [19] Feoktistova N.A. *Gidromekhanicheskie rekuperativnye privody promyshlennykh robotov dlia mekhanizatsii pogruzochno-razgruzochnykh rabot*. Diss. kand. tekhn. nauk [Hydro regenerative drives of industrial robots for mechanization of cargo handling works. Cand. tech. sci. diss.]. Leningrad, 1988. 276 p.
- [20] Panovko Ia.G. *Vvedenie v teoriyu mekhanicheskikh kolebani* [Introduction to mechanical vibrations]. Moscow, Nauka publ., 1991. 256 p.
- [21] Landau L.D., Lifshits E.M. *Teoreticheskaiia fizika. V 10 t. T. 1. Mekhanika* [Theoretical physics. In 10 v. V. 1. Mechanics]. Moscow, Nauka, Gl. red. fiz.-mat. lit. publ., 1988. 216 p.

Статья поступила в редакцию 31.08.2016

## Информация об авторах

**ПЕЛУПЕССИ Дэнни Самуэл** (Санкт-Петербург) — аспирант кафедры «Машиноведение и основы конструирования». Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого (195251, Санкт-Петербург, Российская Федерация, Политехническая ул., д. 29, e-mail: pelupessy.d@yandex.ru).

**ЖАВНЕР Милана Викторовна** (Санкт-Петербург) — кандидат технических наук, доцент кафедры «Машиноведение и основы конструирования». Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого (195251, Санкт-Петербург, Российская Федерация, Политехническая ул., д. 29, e-mail: zhavner\_mv@spbstu.ru).

## Information about the authors

**PELUPESSY Danny Samuel** (Saint Petersburg) — Postgraduate, Department of Mechanical Engineering and Design. Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (195251, Saint Petersburg, Russian Federation, Politechnicheskaya St., Bldg. 29, e-mail: pelupessy.d@yandex.ru).

**ZHAVNER Milana Viktorovna** (Saint Petersburg) — Associate Professor, Department of Mechanical Engineering and Design. Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (195251, Saint Petersburg, Russian Federation, Politechnicheskaya St., Bldg. 29, e-mail: zhavner\_mv@spbstu.ru).