

УДК 621.01

ПРУЖИННЫЕ ПРИВОДЫ С УРАВНОВЕШИВАНИЕМ ДЛЯ ГОРИЗОНТАЛЬНЫХ ВОЗВРАТНО-ПОСТУПАТЕЛЬНЫХ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ

© Виктор Леонидович Жавнер, Ольга Николаевна Мацко

Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого», Санкт-Петербург
onmatsko@gmail.com

Аннотация. Рассмотрены вопросы повышения надежности пружинных приводов с использованием нелинейных пружинных аккумуляторов, в которых обеспечена нагрузка направляющих на всем протяжении. Установлена зависимость быстродействия от величины смещения оси закрепления пружины. Показано, что в этом случае получаем консервативный линейный осциллятор. Предложено применение пневмопривода не только для компенсации диссипативных потерь, но и для фиксации в крайних положениях. Определены потери на трение в элементах нелинейного пружинного аккумулятора. Показано снижение диссипативных потерь при оптимальных размерах аккумулятора по сравнению с линейным пружинным аккумулятором в 5 раз.

Ключевые слова: пружинный привод, линейный и нелинейный пружинные аккумуляторы, диссипативные потери, время перемещения, максимальные отклонения от среднего положения, жёсткость пружин, консервативная линейная система.

В работе рассматриваются **пружинные приводы для возвратно-поступательных горизонтальных перемещений**, получившие в технической литературе три наименования: «резонансный привод» [1, 2, 7], «привод с пружинными аккумуляторами» [5, 6] или «рекуперативный привод» [4]. Отличительной особенностью этих приводов является применение пружинных аккумуляторов с использованием одной или двух пружин [9].

Поскольку почти все динамические и кинематические характеристики данного класса приводов определяются свойствами пружинных аккумуляторов, а применяемые для компенсации диссипативных потерь пневмоприводы или электроприводы потребляют очень незначительную энергию извне по сравнению с потенциальной энергией пружинных аккумуляторов, правильнее такой привод считать пружинным.

Подробное описание схем пружинных аккумуляторов и пневматических приводов для компенсации диссипативных потерь приведено в работе [9].

Достоинствами пружинных приводов данного типа являются:

- существенное снижение затрат энергии на порядок и даже более [5, 6, 9];
- хорошие динамические режимы, обеспечивающие плавный разгон и торможение;
- сохранение заданного времени цикла при изменении величины перемещения как в меньшую, так и в большую сторону.

Цель данной работы – исследование пружинных аккумуляторов на базе одной пружины растяжения или сжатия для дальнейшего снижения энергозатрат пружинных приводов.

Пружинный аккумулятор с пружиной сжатия, изображенный на рис. 1, является колебательной системой с подвижной массой и с заданной амплитудой колебаний, в которой время перемещения из одного крайнего положения в другое зависит от жёсткости пружины и конструктивных параметров. Традиционно пружинный аккумулятор имеет в среднем положении нулевое усилие пружины и нулевой запас потенциальной энергии, что обеспечивает минимальные потери на трение в шарнирах и минимальные размеры

аккумулятора. Диссипативные потери при этом определяются потерями на внутреннее трение в пружине, в шарнирных соединениях пружины с основанием и кареткой и в направляющих.

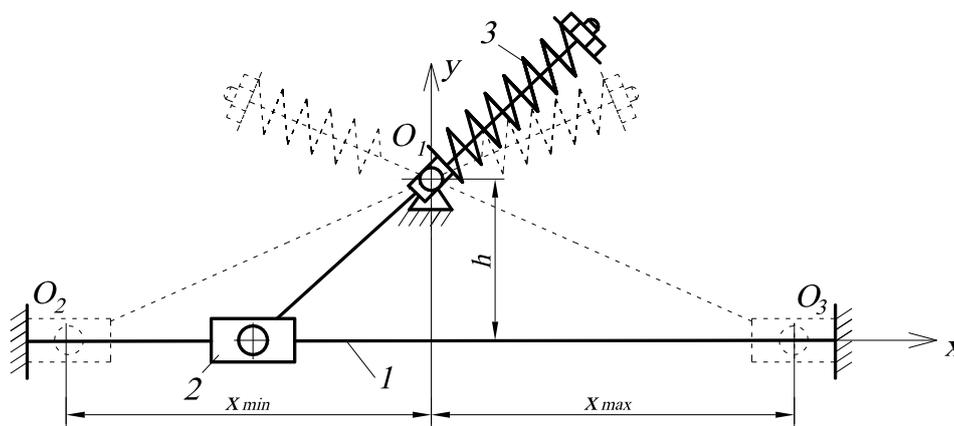


Рис. 1. Нелинейный пружинный аккумулятор с поступательной парой на базе пружины сжатия: 1 – направляющая; 2 – каретка (ползун); 3 – пружина

Предлагается уменьшить диссипативные потери за счёт предварительного натяжения пружины, уравнивающего нагрузку на направляющие от массы каретки в её среднем положении.

Рассмотрим характеристики пружинного аккумулятора с пружиной сжатия и с уравновешенной нагрузкой на направляющие в среднем положении (рис. 2). Примем следующие обозначения: L_0 – начальная длина пружины сжатия; L_1 – величина предварительного сжатия, обеспечивающая уравнивание каретки с рабочим органом или грузом в среднем положении; h – минимальное расстояние между осью крепления пружины и направляющими; x_{max} , x_{min} – максимальное и минимальное отклонения каретки от среднего положения; x – текущее отклонение каретки от среднего положения.

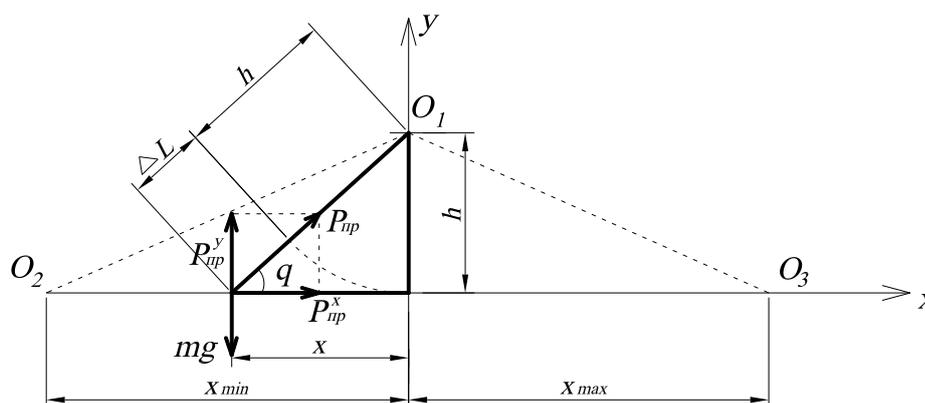


Рис. 2. Силы, действующие на каретку

Условие отсутствия нагрузки на направляющую в среднем положении обеспечивается при выполнении следующего равенства:

$$mg = L_1 \cdot c,$$

где m – масса каретки; c – жёсткость пружины.

В общем случае суммарное вертикальное воздействие на направляющую равно:

$$P_{напр}^y = mg - (\sqrt{x^2 + h^2} - h + L_1) \cdot c \cdot \frac{h}{\sqrt{x^2 + h^2}}. \quad (1)$$

Если принять $h = L_1$, то правая часть уравнения (1) превращается в нуль.

Назовем размер h , равный размеру величины предварительного натяжения L_1 , обеспечивающего нулевую нагрузку на направляющую в среднем положении, оптимальным и обозначим:

$$h_0 = \frac{mg}{c}. \quad (2)$$

Тогда на всем протяжении направляющей нагрузка на нее от каретки равна нулю, а максимальное усилие пружины определяется выражением

$$P_{\text{пр}} = \sqrt{x^2 + h_0^2} \cdot c,$$

при этом максимальное усилие пружины вдоль направляющей равно

$$P_{\text{пр}}^x = c \cdot x.$$

Фактически, при оптимальном размере h_0 имеет место консервативный линейный осциллятор с частотой колебания, не зависящей от амплитуды, поэтому в данном случае применимы все зависимости, используемые для линейных осцилляторов [10].

Минимальная потенциальная энергия пружины будет при $x = 0$, что позволит определить максимальную скорость каретки, которая равна максимальной скорости каретки с линейным пружинным аккумулятором с такой же жесткостью пружины, т. е.

$$\dot{x}_{\text{max}} = \frac{\pi}{t} \cdot x_{\text{max}}.$$

Время перемещения каретки между крайними положениями равно половине периода колебаний:

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

При заданных времени перемещения t и массе m требуемая жесткость пружины равна $c = \frac{\pi^2}{t^2} \cdot m$, что совпадает с результатом, полученным в работе [9] для линейного аккумулятора с пружиной сжатия.

С учетом (2) в этом случае настройки получим

$$h_0 = \frac{t^2 \cdot g}{\pi^2} \approx t^2,$$

т. е. высота h_0 численно равна квадрату полупериода колебаний.

В работе [8] решена задача нахождения (циклической) частоты малых свободных колебаний массы m , двигающейся по направляющей и шарнирно соединенной с пружиной, другой конец которой шарнирно соединен с основанием в точке O на расстоянии h от направляющей:

$$\omega = \sqrt{\frac{P_{\text{пр}}}{mh}}. \quad (3)$$

Если в выражение (3) подставить усилие пружины, обеспечивающее нулевую нагрузку на направляющую, и расстояние h , численно равное квадрату полупериода колебаний, то также получим консервативный линейный осциллятор.

Диссипативные потери в пружинном аккумуляторе данного типа определяются тремя составляющими [9]:

$$A = A_1 + A_2 + A_3,$$

где A – суммарная работа привода на преодоление всех диссипативных сил; A_1 – работа привода на преодоление внутреннего трения в пружинах; A_2 – работа привода на преодоление трения в шарнирных соединениях пружины; A_3 – работа привода на преодоление сил трения в направляющих ползуна.

Потери энергии на преодоление силы сопротивления, определяемой внутренним трением в пружине, равны [3]:

$$A_1 = 0,5 \cdot \psi \cdot c (x_{\max}^2 + h^2),$$

где ψ – коэффициент рассеяния, который можно брать в пределах 0,01–0,015.

Потери энергии на трение в шарнирных соединениях пружины определяются из выражения [9]:

$$A_2 = 2c \cdot f \cdot d \cdot h (\ln(x_{\max} + \sqrt{x_{\max}^2 + h^2})),$$

где d – диаметр оси шарнирного соединения; f – коэффициент трения в шарнирных соединениях пружины.

Потери энергии в направляющих при $h = h_0$ равны нулю, т. е. $A_3 = 0$.

В табл. 1 приведены результаты расчета затрат энергии на выполнение номинальной рабочей операции с характеристиками $m = 25$ кг, $x_{\max} = 0,155$ м и $t = 0,36$ с для четырёх различных схем:

1. Линейный пружинный аккумулятор с одной пружиной сжатия-растяжения (ЛПА1).
2. Линейный пружинный аккумулятор с двумя пружинами (ЛПА2).

Таблица 1

Результаты расчета затрат энергии на выполнение номинальной рабочей операции

Параметр	ЛПА1	ЛПА2	НПА3	НПА4
Жесткость пружины c , Н/м	1902	951	4690	1902
Время перемещения t , с	0,36	0,36	0,36	0,36
Максимальное усилие пружины $P_{\text{пр}}^{\max}$, Н	295	295	363	295
Работа на преодоление внутреннего трения пружины A_1 , Дж	0,69	1,37	0,75	0,69
Работа сил трения в шарнирных соединениях ПА A_2 , Дж	–	–	0,22	0,182
Работа сил трения в направляющих ПА A_3 , Дж	3,8	3,8	5,48	0
Суммарная работа A , Дж	4,49	5,17	6,45	0,872
Мощность, потребляемая извне, Вт	12,47	14,36	17,92	2,42

3. Нелинейный пружинный аккумулятор с одной пружиной сжатия и $h = h_0$ без разгрузки направляющих (НПА3).

4. Нелинейный пружинный аккумулятор с одной пружиной сжатия и разгрузкой направляющих (НПА4).

Коэффициент рассеяния, связанный с внутренним трением в пружинах, принят равным 0,015; коэффициенты трения в направляющих и в опорах шарнирных соединений равны 0,05, диаметры осей для этих соединений равны 5 мм.

Сравнительный анализ результатов расчетов, представленных в табл. 1, показывает, что диссипативные потери в предлагаемом пружинном аккумуляторе (НПА4) уменьшаются даже по сравнению с линейным пружинным аккумулятором в 5 раз, при этом повышается срок службы направляющих элементов, так как их износ определяется только трением холостого хода.

Система компенсации диссипативных потерь с использованием пневмоцилиндра, образующего кулисный механизм с поступательной парой, представлена на рис. 3. Работа системы основана на теореме Эри, в соответствии с которой при подаче компенсационно-силового импульса в начале периода время перемещения на заданное расстояние уменьшается, в конце периода – увеличивается, а при подаче двух идентичных импульсов в начале и в конце периода время перемещения определяется полупериодом колебательной системы (рис. 4).

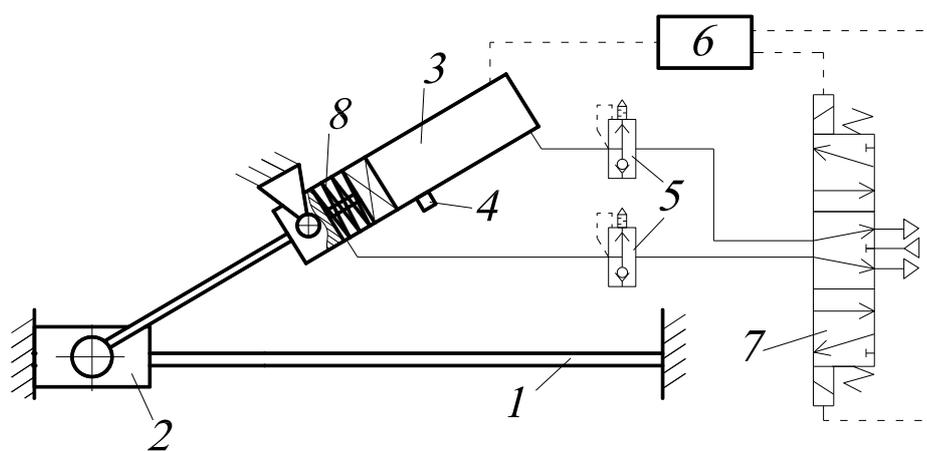


Рис. 3. Система компенсации диссипативных сил с пневмоцилиндром, образующим кулисный механизм с поступательной парой: 1 – направляющая; 2 – каретка (ползун); 3 – пневмоцилиндр; 4 – датчик положения; 5 – клапан быстрого выхлопа; 6 – блок управления; 7 – пневмораспределитель 5/3; 8 – пружина сжатия

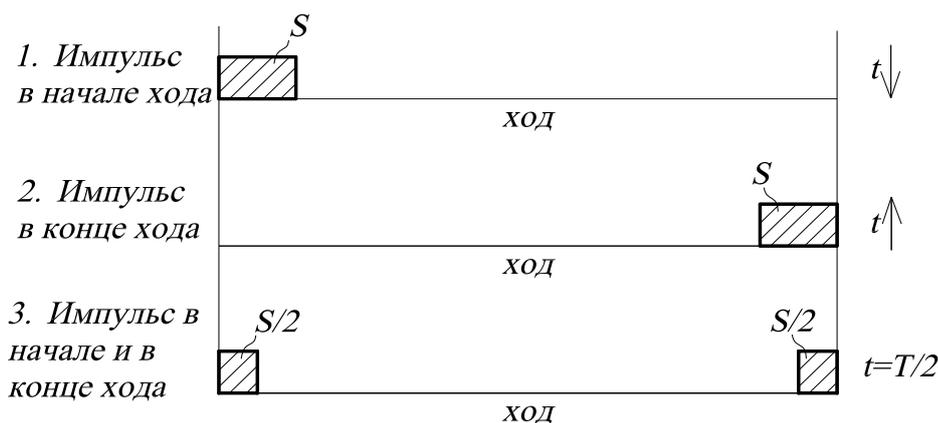


Рис. 4. Графическое изображение теоремы Эри

Наличие пневмораспределителя 7 позволяет включать пневмоцилиндр 3 в любой точке вдоль направляющей 1. Фиксация каретки 2 в крайних положениях обеспечивается тем, что усилие пружины в крайнем положении каретки больше или равно усилию пневмоцилиндра, что позволяет отказаться от управляемых фиксаторов. С этой точки зрения, учитывая малую величину диссипативных потерь, целесообразно подавать импульс в конце хода или в начале и в конце хода. При этом отключение пневмоцилиндра происходит по сигналу от датчика 4, а

включение на фиксацию – по времени, определяемому через разницу между фактическим временем перемещения и временем срабатывания пневмораспределителя.

На основании полученных выше результатов можно сделать **следующие выводы**:

1. При полной разгрузке направляющей и оптимальном размере h_0 нелинейный пружинный аккумулятор приобретает свойства линейного.
2. Чем выше быстродействие привода, тем меньше размер h_0 .
3. Затраты энергии на компенсацию диссипативных потерь при разгрузке направляющих уменьшаются более чем в 5 раз. Аналогичным образом уменьшается и необходимая мощность двигателя для компенсации диссипативных потерь.
4. Предложена система компенсации диссипативных потерь, одновременно обеспечивающая фиксацию каретки в крайних положениях.
5. Преимуществом такого привода является уменьшение поперечных размеров направляющих с выполнением только расчёта на прочность без расчёта на жёсткость, что уменьшает массу привода.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Акинфиев Т.С. Резонансные манипуляционные системы с электроприводом // Машиноведение. – 1983. – № 6. – С. 18–23.
2. Акинфиев Т.С., Пожаринский А.А. Динамические свойства резонансной манипуляционной системы, с односторонним пневмоприводом // Машиноведение. – 1985. – № 2. – С. 24–30.
3. Вульфсон И.И. Колебания в машинах: учеб. пособие для вузов / И.И. Вульфсон; – 2-е изд., доп.; СПбГУТД. – СПб., 2006. – 260 с.
4. Жавнер В.Л., Мацко О.Н. Рекуперативные приводы для цикловых перемещений с пневматическими компенсаторами диссипативных сил // Инновационные системы планирования и управления на транспорте и в машиностроении: Сб. трудов 2-й Международной научно-практической конференции. Т. II. – СПб.: Национальный минерально-сырьевой университет «Горный», 2014. – С. 39–43.
5. Корендясев А.И., Саламандра Б.Л., Тывес Л.И. и др. Манипуляционные системы роботов. – М.: Машиностроение. – 1989. – С. 279–286.
6. Корендясев А.И., Саламандра Б.Л., Тывес Л.И. Теоретические основы робототехники: В 2 кн. – М.: Наука. – 2006. – 376 с.
7. Крупенин В.Л., Акинфеев Т.С., Бабицкий В.И. Манипуляционные системы резонансного типа // Машиноведение. – 1982. – № 1. – С. 2–8.
8. Ландау Л.Д., Лифшиц Е.М. Краткий курс теоретической физики. – М.: Наука. – 1969. – Кн. 1. Механика. Электродинамика. – 271 с.
9. Жавнер В.Л., Жавнер М.В., Мацко О.Н. Рекуперативные приводы для цикловых перемещений. – Saarbrücken, Deutschland: Palmarium Academic Publishing, 2014. – 90 с.
10. Пановко Я.Г. Введение в теорию механических колебаний. – М.: Наука. – 1991. – 256 с.

Дата поступления статьи: 27 июня 2016 года.