

В.Л. Жавнер¹, Сэнь Ли², М.В. Жавнер², Вэнь Чжао³

ПРУЖИННЫЕ ПРИВОДЫ ДЛЯ ШТАНГОВЫХ СКВАЖИННЫХ НАСОСОВ



¹Виктор Леонидович Жавнер,
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: +7 921 774-63-10, E-mail: vzhavner@outlook.com



²Сэнь Ли,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)552-64-29, E-mail: li31.s@edu.spbstu.ru



²Милана Викторовна Жавнер,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)552-64-29, E-mail: milanaj@mail.ru



³Вэнь Чжао,
Северо-восточный университет лесного хозяйства
Китай, Харбин
Тел.: +86 18247160405, E-mail: wenfly2015@yandex.ru

Аннотация

В статье рассматриваются вопросы использования пружинных приводов с рекуперацией энергии для штанговых скважинных насосов для нефтедобывающей отрасли. Работа посвящена разработке новых видов приводов штанговых скважинных насосов, в частности, пружинных

приводов с рекуперацией энергии, которые позволят уменьшить габариты, массу и энергозатраты в несколько раз. В качестве примера взяты приводы для откачивания нефти из скважин. Основной идеей является построение пружинного привода с рекуперацией энергии в виде колебательной системы, в которой происходит преобразование потенциальной энергии пружин в кинетическую энергии штанги и последующем преобразовании кинетической энергии штанги в потенциальную энергию пружин, для компенсации диссипативных потерь используются линейные двигатели различного исполнения. Преимуществом данного пружинного привода с рекуперацией энергии является существенное уменьшение его массы, что позволяет обойтись без фундамента и может размещаться в контейнерах прямо над устьем скважины. Предлагается использовать пружинный привод и в качестве основного привода, и для уравнивающего устройства. Рассмотрены два варианта приводов. Первый вариант привода с использованием уравнивания с помощью груза. Второй вариант при синхронной работе двух приводов, работающих в противофазе, обеспечивающих взаимное уравнивание массы штанг. Показано, что при грузовом уравнивании масса силовых пружин в два раза больше, при сравнении с приводами, работающими синхронно. Сравнительный анализ при одном и том же числе циклов в минуту и одинаковых массах штанг показал, что величина потребляемой энергии при грузовом уравнивании будет в два раза больше. Показана возможность автономного энергоснабжения за счет использования солнечных батарей и ветрогенераторов.

Ключевые слова: энергосбережение, пружинный привод, рекуперация энергии, циклическая работа, штанговые скважинные насосы, силы инерции, балансировочные устройства, производительность.

Введение

Задача снижения энергетических затрат в промышленности остается актуальной. Текущие энергетические затраты зависят от массы подвижных элементов любого оборудования, его габаритных размеров и установочной мощности. При сравнительном анализе технологического оборудования одинакового функционального назначения показал, что все вышеперечисленные характеристики, отнесенные к единице продукции, являются критериями для оценки энергоэффективности [1-9].

Основные затраты энергии составляют затраты, связанные возвратно-поступательными и возвратно-вращательными перемещениями рабочих масс в различных технологических процессах. Повышение производительности, например, в 2 раза, приведет к возрастанию энергозатрат в 4 раза, а требуемая мощность увеличится в 8 раз [9].

Применение пружинных приводов с рекуперацией энергии для рабочих операций, связанных с перемещением изделий по прямой линии в горизонтальной плоскости позволяет снизить затраты энергии по сравнению с электрическими, гидравлическими и пневматическими приводами в 9 раз [9]. Первый пружинный аккумулятор с использованием винтовых цилиндрических пружин использован в приводе холодильного компрессора по патенту Германии, полученному Л. Сциллардом и А. Эйнштейном «Электромеханическое устройство для получения колебательных движений» [10].

В данной работе, на примере привода для штанговых скважинных насосов, рассматриваются возможности применения пружинных приводов с рекуперацией энергии для рабочих операций, связанных с перемещением изделий в вертикальной плоскости. В этих рабочих операциях, помимо сил инерции необходимо преодолевать и силы тяжести.

Штанговые скважинные установки по типу используемого привода разделяют на механические, гидравлические и пневматические.

В настоящее время основную массу приводов для штанговых скважинных насосов составляют балансирные приводы. Привод штангового скважинного насоса с выходным звеном, совершающим возвратно-качательное движение, на котором с одной стороны закреплен сегмент блока с гибким элементом, соединенным со штангой, а с другой стороны выходное звено соединяется с противовесом, считается классическим.

В последние годы появились другие виды приводов штанговых скважинных насосов, как с грузовым уравниванием, так и с пневматической системой уравнивания, а также гидравлические приводы без системы уравнивания.

Авторы понимают, что в стандарте API [11] пружинные приводы для штанговых скважинных насосов не представлены, но в России уже выдано на них 2 патента [12,13] и надеются, что в будущем они появятся и в американском стандарте. Практически в современных приводах штанговых скважинных насосов применяется в том или ином виде уравнивание веса штанги. В последнее время начинают применяться линейные двигатели или электрические, или гидравлические. Однако остаются проблемы, связанные с уравниванием колонн штанг. Поэтому предлагается использовать пружинный привод также и для уравнивающего устройства.

При проектировании приводов штанговых скважинных насосов задачу снижения энергозатрат можно обеспечить за счет снижения нагрузок от сил инерции, нагрузок от преодоления сил тяжести и использования пружинных приводов с рекуперацией энергии [9].

В работах [5,6] обобщены теоретические работы по проектированию пружинных приводов с рекуперацией энергии для промышленных роботов. Необходимо отметить значительные энергозатраты промышленными роботами, связанные с переносом изделий по сложным траекториям по заданным законам движения и больших массах самих манипуляционных систем. Поэтому уравнивающие устройства на основе пружин, уменьшающие рабочие нагрузки в системах приводов, получили широкое применение в промышленных роботах [6].

В работе [14] был проведен сравнительный анализ характеристик различных видов приводов для рабочих операций, связанных с возвратно-поступательным перемещением, таких как электромеханические, пневматические, гидравлические, в том числе и пружинные приводы с рекуперацией энергии. Линейные пружинные приводы с рекуперацией энергии имеют меньшие линейные габариты по сравнению с актюаторами, пневмо- и гидроцилиндрами.

Пружинный привод с рекуперацией энергии включает пружинный аккумулятор, двигатель для компенсации диссипативных потерь, уравнивающее устройство и систему управления.

Для компенсации диссипативных потерь в данной работе предлагается использовать линейные двигатели с ротором, совершающим возвратно-поступательное движение [15].

Затраты энергии при использовании пружинных приводов определяются потерями на внутреннее трение в пружинах и примерно в пять раз меньше, чем затраты энергии в случае использования стандартных классических приводов. Поэтому, для первоначальных расчетов работу, затрачиваемую на преодоление диссипативных потерь, можно принять равной 20% от величины максимальной потенциальной энергии пружинного аккумулятора.

Для создания пружинных приводов используются стандартные винтовые цилиндрические пружины растяжения или сжатия.

В работе выполнено исследование характеристик пружинных приводов с центральным расположением штанги относительно устья скважины.

Результаты и обсуждение

На рис. 1 представлена схема пружинного привода с центральным расположением штанги.

Пружинный привод включает в себя два пружинных аккумулятора. Пружинный аккумулятор состоит из двух пружин сжатия 2, между которыми установлен шток 1. Пружины, расположенные снизу, опираются своим нижним торцом на основание 3, а верхние пружины упираются

верхним торцом во фланец 4. Для обеспечения поперечной устойчивости пружин между основанием 3 и плитой 4 установлены направляющие 5. К траверсе 7 присоединены штоки 1 и штанга 6. В траверсе 7 выполнены отверстия для крепления уравнивающих устройств.

Отверстия для присоединения к уравнивающему устройству

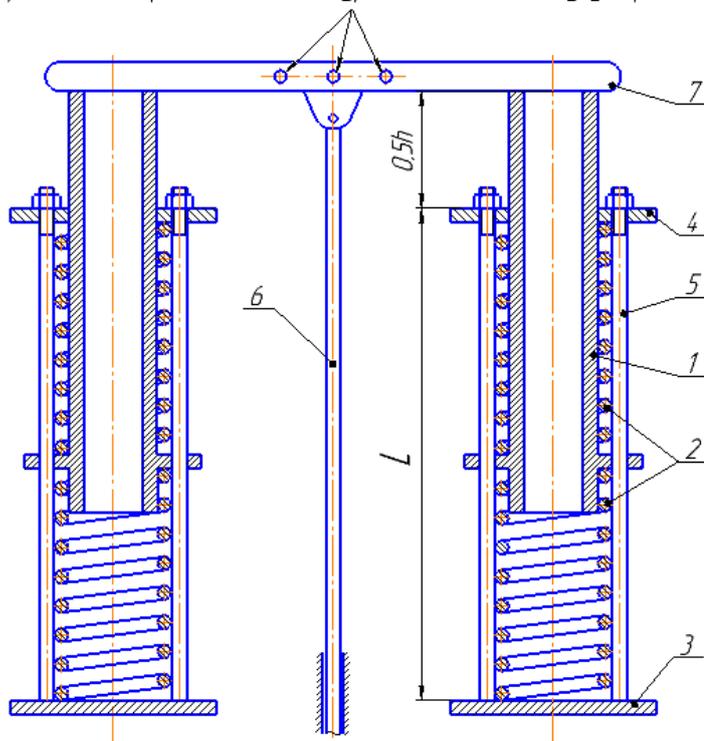


Рис. 1. Схема пружинного привода с центральным расположением штанги: 1 – шток, 2 – пружины сжатия, 3 – основание, 4 – плита, 5 – стяжки, 6 – штанга, 7 – траверса

Жесткость каждой из пружин можно определить из уравнения:

$$c = \frac{\pi^2}{t^2} \cdot m_{шт} / 4 \quad (1)$$

t – время перемещения штанги из одного крайнего положения в другое;

$m_{шт}$ – масса штанги.

Максимальное усилие пружины равно:

$$F_{max} = cL_{пр} \quad (2)$$

$L_{пр}$ – рабочий ход пружины.

Количество ходов штанги в минуту определяет время перемещения из одного крайнего положения в другое.

На рис. 2 представлена схема пружинного привода с рекуперацией энергии. Пружинный привод состоит из двух пружин сжатия 1 и 1а, соединенных между собой гибким элементом 2, который вместе с двумя отклоняющимися блоками 4, закрепленными на штанге, образуют обратный полиспаат. Одним торцом пружины закреплены на траверсе 6, а другой

торец пружины упирается в диск, с прикрепленным к нему гибким элементом 2, проходящим внутри пружины. Две пары отклоняющих блоков 3 и 3а, расположенных параллельно штанге, формируют конфигурацию пружинного привода. Для данной схемы рабочий ход пружин $L_{пр}$ в два раза меньше максимального хода штанги $2z_{max}$.

$$L_{пр} = z_{max} \quad (3)$$

Жесткость каждой пружины и максимальное усилие будут соответственно равны:

$$c = \frac{\pi^2}{t^2} \cdot m_{шт}/2 \quad (4)$$

$$F_{max} = 2z_{max}c \quad (5)$$

Рабочий ход пружины составляет больше половины рабочего хода штанги.

Время перемещения штанги из одного крайнего положения в другое определяется из выражения:

$$t = \pi \sqrt{\frac{m_{шт} + \frac{2}{3}m_{пр}}{2c}} \quad (6)$$

$m_{пр}$ – масса пружины.

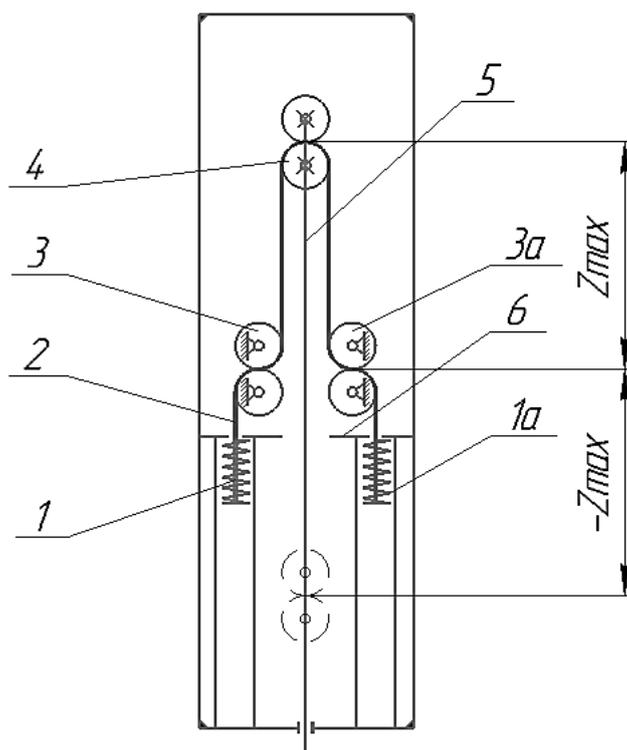


Рис. 2. Схема пружинного привода для штангового скважинного насоса: 1,1а – пружины сжатия; 2 – гибкий элемент; 3,3а – блоки, закрепленные на основании; 4 – блоки, закрепленные на штанге; 5 – штанга; 6 – траверса

С точки зрения снижения энергозатрат, достаточно эффективным решением является использование двух рассмотренных вариантов со взаимным уравниванием массы штанг двух приводов, для скважин работающих на небольших удалениях [16]. При этом один линейный электромагнитный привод используется для компенсации диссипативных потерь в двух пружинных приводах штанговых скважинных насосов (рис. 3).

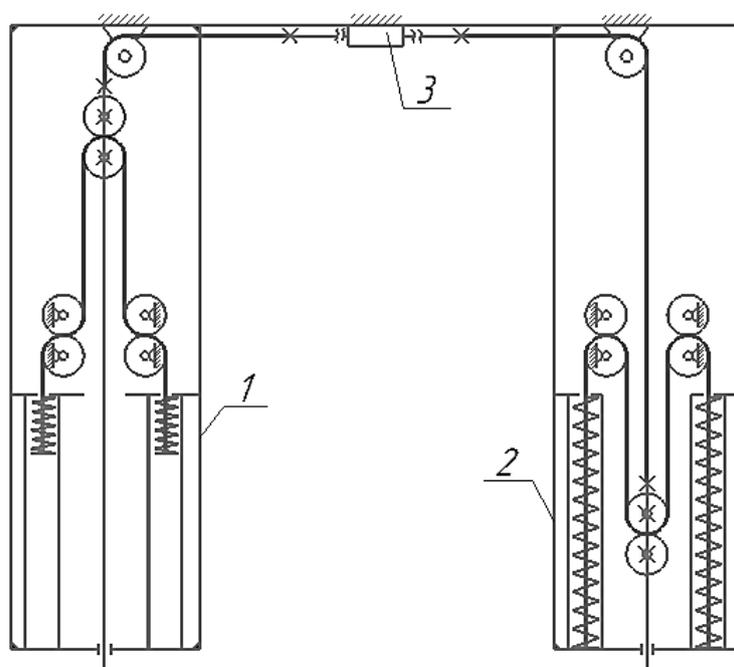


Рис. 3. Схема пружинных приводов синхронно работающих в противофазе

Рассмотрим характеристики пружинных приводов для рабочей операции при массе штанги $m_{шт} = 1886$ кг, рабочим ходом 1800мм при количестве циклов в минуту 15.

Жёсткость каждой пружины привода с грузовым уравниванием должна быть равна $c=4715$ Н/м и максимальное усилие пружины будет составлять $F_{max}=4715$ Н. А масса каждой из пружин будет равна 10 кг.

Работа, выполненная пружинным приводом равна 9430Дж за цикл, средняя мощность составляет 2,36кВт, а потребляемая мощность двигателем для компенсации диссипативных потерь будет составлять около 0,5кВт.

Когда две скважинные установки 1 и 2 (рис. 3) соединены линейным двигателем 3 и работают в противофазе, то масса каждой пружины будет составлять 5 кг.

Простым и дешевым вариантом, которое используются в большинстве приводов штанговых скважинных насосов, является грузовое уравнивание. В качестве противовеса может использоваться подвеска штангового скважинного насоса, расположенного поблизости и связанная

с ним кинематической связью [16]. При невозможности использовать взаимное уравновешивание постоянной статической нагрузки можно воспользоваться или традиционным грузовым уравновешиванием или уравновешивающими пружинными устройствами.

Реализация уравновешивающего устройства с помощью пружин обеспечивается последовательным соединением кривошипно-ползунного механизма и кривошипно-кулисного механизма, где кривошип является их общим элементом, а длина кривошипа равна длине шатуна и равна расстоянию между осями шарнирных соединений кулисного механизма с основанием [9]. Схема пружинного уравновешивающего устройства представлена на рис. 4.

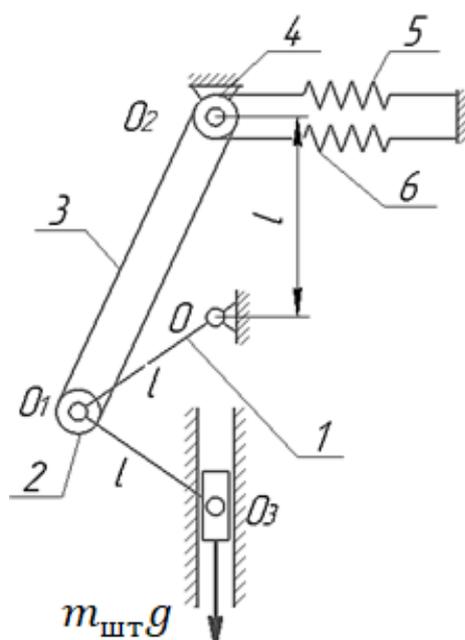


Рис. 4. Схема уравновешивающего устройства с пружинами растяжения для привода штангового скважинного насоса: 1 – поворотное звено, 2 – блок, 3 – гибкий элемент, 4 – сдвоенный блок, закрепленный на основании, 5,6 – пружины

Жесткость каждой из уравновешивающих пружин равна:

$$c = \frac{m_{шт} \cdot g}{4l} \quad (7)$$

Максимальное усилие пружины определяется из выражения:

$$F_{max} = 2lc \quad (8)$$

На рис. 5 представлена схема уравновешивания штанги на основе пружин сжатия.

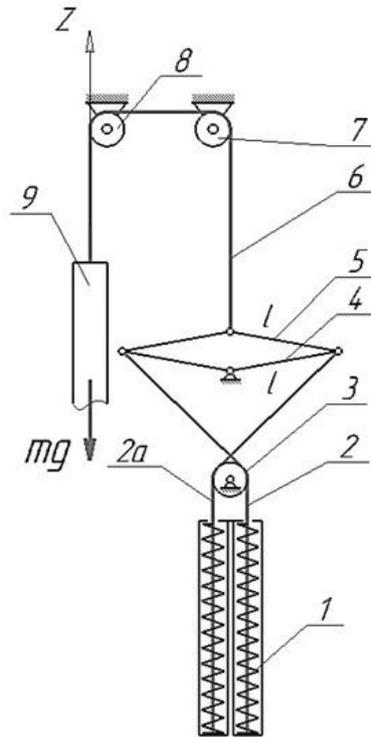


Рис. 5. Схема уравнивания штанги на основе пружин сжатия: 1 – пружинный привод; 2,2а – гибкие элементы; 3 – сдвоенный блок; 4 – поворотное звено; 5 – шатун; 6 – гибкий элемент; 7,8 – блоки; 9 – штанга

Максимальное усилие пружины определяется массой штанги $m_{шт}$, а расчетный рабочий ход штанги, равный $4l$, позволяет определить массу пружины в зависимости от размеров уравнивающего устройства. Наибольший рабочий ход пружины составляет $2l$, но с целью повышения долговечности пружин, рекомендуемый рабочий ход $L_{пр}$ взят меньше.

Рассмотрим диапазон уравниваемых масс штанги, например, 1200кг, 2000кг, 3000кг и 4000кг. На самом деле диапазон рабочих масс значительно шире. Для уравниваемой массы $m=8000$ кг необходимо использование двух уравнивающих устройств, показанных на рис.5, располагая их с обеих сторон по отношению к уравниваемой массе штанги. Схема с использованием двух уравнивающих устройств показана на рис. 6.

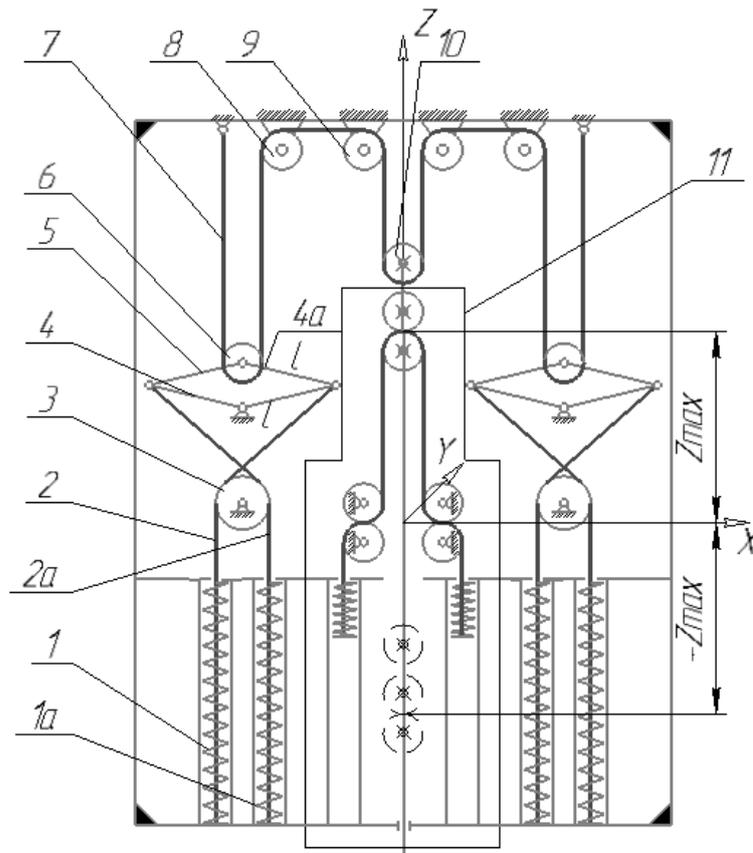


Рис. 6. Схема уравновешивания штанги массой 8000 кг на основе пружин сжатия: 1 – пружинный привод; 2,2а – гибкие элементы; 3 – сдвоенный блок; 4 – поворотное звено; 5 – шатун; 6 – гибкий элемент; 7,8, 10 – блоки; 9 – штанга; 11 – пружинный привод, соединенный со штангой

Максимальные усилия пружин для этого ряда уравновешиваемых масс, соответственно, равны 5000, 10000, 15000 и 20000 Н. Длины поворотных звеньев выбраны произвольным образом.

В таблице 1 приведены основные характеристики пружин уравновешивающих устройств.

Таблица 1. Основные характеристики пружин уравновешивающих устройств

Масса штанги $m_{шт}$, [кг]	Длина поворотного звена l , [мм]	Жесткость пружины c , [Н/м]	Максимальное усилие пружин F , [Н]	Масса двух пружин, [кг]	Рабочий ход пружины $L_{пр}$, [мм]
4000	1500	6700	20 000	194	2500
3000	1250	6000	15 000	116	2000
2000	1000	5000	10 000	66	1500
1200	1000	3000	5 000	37	1500

Для уравниваемой массы в 4000кг в стандарте ГОСТ 13776-86 с максимально возможным усилием 20000Н имеется только пружина № 68. При уравнивании масс, превышающих 4000кг, целесообразно перейти к модульному принципу построения систем уравнивания. Необходимо выбрать минимальный шаг изменения уравниваемой массы $m_{шт}^*$. В этом случае можно построить, например, геометрический ряд пружин со знаменателем 2. Тогда ряд примет следующий вид: $2m_{шт}^*$, $4m_{шт}^*$, $8m_{шт}^*$, $16m_{шт}^*$. При максимальной величине уравниваемой массы равной 8000кг получим $m_{шт}^*=500$ кг и следующий ряд 1000 кг, 2000 кг, 4000 кг.

Выводы

Представленные в работе пружинные приводы с рекуперацией энергии имеют существенные преимущества перед классическими балансирными приводами штанговых скважинных насосов. Прежде всего, это уменьшение в несколько раз: массы и габаритов установок, потребления электроэнергии, возможность разработки приводов с автономным питанием от солнечных батарей и ветрогенераторов. В некоторых случаях возможна поставка таких приводов полностью в собранном виде в морском контейнере.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Левин А.И. Математическое моделирование в исследованиях и проектировании станков. –М.: Машиностроение, 1978. –184 с.
- [2] Мехатроника: Пер. с яп./ Т.Исии, И.Симояма, Х.Иноуэ и др.-М.: Мир.-1988.-С.318.
- [3] Акинфиев Т.С. Резонансные манипуляционные системы с электроприводом. –М.: Машиноведение. –1983. –№6. С.18–23.
- [4] Патент Р.Ф. 1544550. Резонансный привод /В.И. Бабицкий, А.А. Котлячков, Б.Л. Саламандра, В.А. Чечеров, А.В. Шипилов, В.Н.Панин // Б.И.-1990.-№7.
- [5] Корендясев А.И., Саламандра Б.Л., Тывес Л.И. Теоретические основы робототехники. В 2 кн. – М.: Наука. – 2006.
- [6] Корендясев 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.

- [7] 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. № 2. - P. 106-112.
- [8] Надеждин, И.В. Исполнительные механизмы цикловых машин-автоматов и мехатронных систем /И.В. Надеждин. – Изд.: LAP LAMBERT Academic Publishing, Deutschland, 2015.– 280 с.
- [9] Zhavner V.L., Belogur V.P., Zhavner M.V., Wen Zhao Development and Research of Mechatronic Spring Drives with Energy Recovery for Rod Depth Pumps. Advances in Mechanical Engineering: Selected Contributions from the Conference “Modern Engineering: Science and Education”, 2020. pp. 38-51.
- [10] Patentschrift №562040 Dr. Leo Szilard und Dr. Albert Einstein. Eleromagnetische Vorrichtung zur Erztugung einer oszillierenden Bewegungen. 1933 Prioritatsdatum 1.Juni 1928.
- [11] API SPEC 11E, 20th Edition, October 2022 –Pumping Units.
- [12] Патент № 2741187 РФ. Привод скважинного штангового насоса / В.П. Белогур, В.Л. Жавнер, М.В. Жавнер, В. Чжао. – Заявка № 2020135561 от 29.10.2020; опубл. 22.01.2021, Бюл. № 3.
- [13] Патент № 2777174 РФ. Пружинный привод глубинного скважинного насоса / В.П. Белогур, В.Л. Жавнер, М.В. Жавнер, В. Чжао. – Заявка № 2021125841 от 01.09.2021; опубл. 01.08.2022, Бюл. № 22.
- [14] V.L. Zhavner, O.N. Matsko, M.V. Zhavner, Mechatronic Drives for Reciprocal Motion. International Review of Mechanical Engineering Comparative Analysis of (I.RE.ME.) 2018, No.12. 9. pp 784-789.
- [15] CN2284867U Y, 1998. 06. 24/ Linear motor driven beam-pumping unit Shen Fengquan, Sun Ping, Wang Tongbin
- [16] Патент № 2770704 РФ. Способ добычи нефти с помощью ШГН станка-качалки и конструкция последнего для реализации этого способа/ Э.И. Деникин. – Заявка № 2021111429 от 20.04.2021; опубл. 21.04.2022, Бюл. № 12.

V.L. Zhavner¹, Sen Li², M.V. Zhavner², Wen Zhao³

SPRING ACTUATORS FOR ROD BOREHOLE PUMPS

¹ St.Petersburg , Russia;

²Peter the Great St.Petersburg Polytechnic University, Russia;

³Northeast Forestry University, China

Abstract

The article discusses the use of spring drives with energy recovery for rod well pumps for the oil industry. The work is devoted to the development of new types of drives for rod borehole pumps, in particular, spring drives with energy recovery, which will reduce the size, weight and energy consumption several times. As an example, drives for pumping oil from wells are taken. The main idea is to build a spring drive with energy recovery in the form of an oscillatory system in which the potential energy of the springs is converted into the kinetic energy of the rod and the subsequent conversion of the kinetic energy of the rod into the potential energy of the springs, linear motors of various designs are used to compensate for dissipative losses. The advantage of this spring drive with energy recovery is a significant reduction in its mass, which makes it possible to do without a foundation and can be placed in containers directly above the wellhead. It is proposed to use a spring drive both as the main drive and for a balancing device. Two variants of drives are considered. The first variant of the drive using balancing with the help of a load. The second option is for synchronous operation of two drives operating in antiphase, providing mutual balancing of the weight of the rods. It is shown that with load balancing, the mass of the power springs is twice as large when compared with drives operating synchronously. A comparative analysis with the same number of cycles per minute and the same weights of the rods showed that the amount of energy consumed during load balancing will be twice as much. The possibility of autonomous power supply through the use of solar panels and wind generators is shown.

Key words: energy saving, spring drive, energy recovery, cyclic operation, rod borehole pumps, inertial forces, balancing devices, performance.

REFERENCES

- [1] Levin A.I. Mathematical modeling in research and design of machine tools. –M.: Engineering, 1978. –184 p.
- [2] Mechatronics: Per. from Japanese / T. Ishii, I. Simoyama, H. Inoue et al.-M.: Mir.-1988.-p.318.
- [3] Patent R.F. 1544550. Resonant drive /V.I. Babitsky, A.A. Kotlyachkov, B.L. Salamander, V.A. Checherov, A.V. Shipilov, V.N. Panin // B.I.-1990.-№7.
- [4] Akinfiyev T.S. Resonant handling systems with electric drive. –M.: Engineering science. –1983. –№6. P.18-23.
- [5] Korendyasev A.I., Salamander B.L., Tyves L.I. Theoretical foundations of robotics. In 2 book - M.: Science. - 2006.

- [6] Korendyasev A.I., Salamander B.L., Tyves L.I., et al. Manipulation systems of robots. - M.: Mechanical Engineering. - 1989.- P.279-286.
- [7] 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. № 2. - P. 106-112.
- [8] Nadezhdin, I.V. Executive mechanisms of cyclic automatic machines and mechatronic systems / I.V. Nadezhdin. - Ed.: LAP LAMBERT Academic Publishing, Deutschland, 2015.– 280 p.
- [9] Zhavner V.L., Belogur V.P., Zhavner M.V., Wen Zhao Development and Research of Mechatronic Spring Drives with Energy Recovery for Rod Depth Pumps. Advances in Mechanical Engineering: Selected Contributions from the Conference “Modern Engineering: Science and Education”, 2020. pp. 38-51.
- [10] Patentschrift №562040 Dr. Leo Szilard und Dr. Albert Einstein. Elertromagnetische Vorrichtung zur Erztugung einer oszillierenden Bewegungen. 1933 Prioritatsdatum 1.Juni 1928.
- [11] API SPEC 11E, 20th Edition, October 2022 –Pumping Units.
- [12] Patent No. 2741187 RU. Downhole rod pump drive. / V.P.Belogur, V.L. Zhavner, M.V. Zhavner, W. Zhao. – Appl. No. 2020135561 from 29.10.2020; publ. 22.01.2021, Bul. No. 3.
- [13] Patent No. 2777174 RU. Spring Drive Downhole Pump. / V.P.Belogur, V.L. Zhavner, M.V. Zhavner, W. Zhao. – Appl. No. 2021125841 from 01.09.2021; publ. 01.08.2022, Bul. No. 22.
- [14] V.L. Zhavner, O.N. Matsko, M.V. Zhavner, Mechatronic Drives for Reciprocal Motion. International Review of Mechanical Engineering Comparative Analysis of (I.RE.ME.) 2018, No.12. 9. pp 784-789.
- [15] CN2284867U Y, 1998. 06. 24/ Linear motor driven beam-pumping unit Shen Fengquan, Sun Ping, Wang Tongbin
- [16] Patent No. 2770704 RU. The method of oil production using a SRP pumping unit and the design of the latter for the implementation of this method / E.I. Denikin. – Appl. No. 2021111429 from 20.04.2021; publ. 21.04.2022, Bul. No. 12.