

# ПРЕОБРАЗОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ И СИЛОВОГО ПОТОКА В ПРИВОДЕ МЕХАНИЗМА С МИНИМАЛЬНОЙ БОКОВОЙ РЕАКЦИЕЙ В ПОСТУПАТЕЛЬНОЙ ПАРЕ

П. Д. Балакин, И. П. Згонник

Омский государственный технический университет,  
Россия, 644050, г. Омск, пр. Мира, 11

**Доказана возможность создания схемного решения механической системы с минимальным значением боковой реакции в ресурсопределяющей поступательной паре.**

**Для решения поставленной задачи использовано фундаментальное положение механики о сложении движения твердого тела и доказано, что при рекомендуемых соотношениях кинематических размеров звеньев привода, траектория шатунной шейки кривошипа, являясь гипоциклоидой, вырождается в прямую, что и обеспечивает необходимые силовые свойства кинематической цепи механического привода.**

**Ключевые слова:** минимизация боковой реакции; сложение движений твердого тела; вырождение гипоциклоиды в прямую.

## Введение

В механических системах машин наиболее востребовано преобразование вращательного движения в поступательное и наоборот, как правило, с редуцией скорости входного движения. Для этой цели используются зубчатые, кулачковые, винтовые механизмы [1–6], но чаще всего это преобразование реализуется рычажными механизмами простейшей кривошипно-ползунной схемы. Эта схема обладает рядом достоинств и является основной в конструкциях тепловых двигателей, компрессоров, пресовом оборудовании, средствах автоматизации и др. Одним из основных недостатков механизмов, построенных по этой схеме, является наличие значимой по величине переменной и знакопеременной боковой реакции в поступательной паре.

Модуль и характер боковой реакции формируют переменную силу и мощность трения в паре и, как следствие, износ и потерю исходной геометрии активных поверхностей, а также перекадку зазора в паре с возможной генерацией в зазоре ударного процесса. Обозначенные явления отрицательно сказываются на работоспособности подвижного соединения и ресурса механической системы машины в целом.

## Постановка задачи

Поставим и решим задачу разработки схемных решений механизма преобразования движения вращательного в поступательное с минимальной боковой реакцией в поступательной паре. В разработку схемного решения входит обоснование структуры, моделирование кинематики и силовая статика привода с обозначенными свойствами.

## Теория

Решение поставленной задачи возможно путем развития кривошипно-ползунной схемы путем вве-

дения повторяющейся связи, как показано на рис. 1, причем пары  $B$  и  $D$  могут быть соединены в одном узле.

В предлагаемой схеме боковая реакция в поступательной паре отсутствует. Преобразование движения определит одна обобщенная координата и даже при отсутствии зубчатой передачи, синхронизирующей вращение кривошипов 2 и состоящей из колес с числами зубьев  $z_1$  и  $z_2$ , причем  $z_1 = z_2$ , а также наличием двухподвижных связей в парах  $A$ ,  $B$ ,  $C$ ,  $D$ ,  $E$ , в реальном механизме подвижность определится по зависимости [7, 8]  $W = 6l - 5P_5 - 4P_4$ , где  $l$  — количество подвижных звеньев,  $P_5$  — количество одноподвижных пар ( $O_1$  и  $O_2$ ),  $P_4$  — количество двухподвижных пар, получим  $W = 6 \cdot 5 - 5 \cdot 2 - 4 \cdot 5 = 0$ , что свидетельствует о наличии избыточной повторяющейся связи, которая, при ее реализации, потребует ужесточить допуски на исполнение линейных и угловых размеров звеньев и связей механизма.

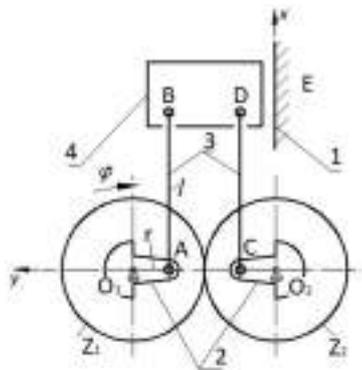


Рис. 1. Традиционная кривошипно-ползунная схема с повторяющимися связями:

- 1 — стойка; 2 — кривошипы;
  - 3 — шатуны; 4 — ползун
- Fig. 1. Traditional crank-slider scheme with repeated connections:  
1 — the rack; 2 — cranks;  
3 — connecting rods; 4 — the slider

Ход  $H$  ползуна 4 в схеме с дезаксиалом  $e$  будет таким:

$$H = \sqrt{(l+r)^2 - e^2} - \sqrt{(l-r)^2 - e^2}, \quad (1)$$

в частности, по схеме на рис. 1  $e=r$ .

Если текущее перемещение ползуна отсчитывать от крайнего верхнего положения, тогда его значение определяется по зависимости:

$$x_B = \sqrt{(l+r)^2 - e^2} - r \cos \varphi - l \sqrt{1 - \left(\frac{r \sin \varphi + e}{l}\right)^2}. \quad (2)$$

Скорость  $V_B$  и ускорение  $a_B$  ползуна получим, дифференцируя (2):

$$V_B = \frac{dx_B}{dt} = \frac{dx_B}{d\varphi} \frac{d\varphi}{dt} \quad \text{и}$$

$$a_B = \frac{dV_B}{dt} = \frac{dV_B}{d\varphi} \frac{d\varphi}{dt}. \quad (3)$$

Предлагаемая схема с избыточной связью является статически неопределимой и расчет реакций в связях потребует учета реальных первичных ошибок, допущенных при изготовлении звеньев и связей.

Ослабление влияния первичных ошибок на распределение сил в системе возможно универсальным приемом надления систем способностью к адаптации, что реализуемо за счет дополнительного к основному движению звеньев [9], например, применением в конструкции податливых элементов функциональных компенсаторов.

Особый интерес для синтеза механизмов с отсутствующей боковой реакцией в поступательной паре представляет схемное решение по рис. 2 и рис. 3. На рис. 2 приведена пространственная схема, а на рис. 3 — плоская схема привода.

Как следует из рис. 2 и 3, схема содержит стойку 1, исполненную, как зубчатое колесо, с внутренними зубьями, в зацеплении с которыми находятся разновеликие сателлиты 2 и 4, базирующиеся на водиле, кинематический радиус  $r$  сателлита 2 равен половине кинематического радиуса  $R$  зубчатого колеса с внутренними зубьями, второй сателлит 4 имеет меньший размер и выполняет роль противовеса, создает симметрию сил в зацеплении. На окружности сателлита с кинематическим размером  $r$  расположен центр кинематической пары  $B$ , связывающий условный кривошип (сателлит с кинематическим радиусом  $r$ ) с шатуном 5.

Приняв неподвижную пару водила со стойкой, двухподвижные пары сателлита с водилом, а также пары  $B$ ,  $C$  и  $D$ , четырехподвижную пару  $A$  (зацепление сателлита 2 с эпициклом) по формуле расчета подвижности (количества обобщенных координат) реального механизма, получим:

$$W = 6n - 5P_5 - 4P_4 - 2P_2 = 6 \cdot 4 - 5 \cdot 1 - 4 \cdot 4 - 2 \cdot 1 = 1, \quad (4)$$

что свидетельствует об отсутствии избыточных связей.

Преобразование вращательного движения водила 3 в поступательное движение ползуна 7 и наоборот происходит с использованием свойства этой схемы, заключающейся в том, что при обкатывании сателлита по эпициклу с таким соотношением кинематических размеров, центр кривошипной пары  $B$

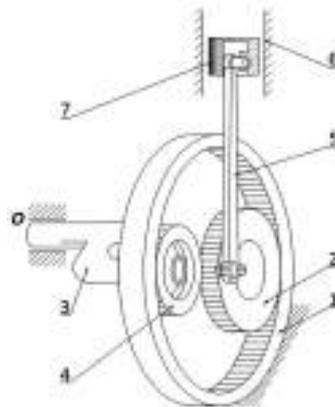


Рис. 2. Пространственная схема механизма:  
1 — корпусная деталь — зубчатый венец с внутренними зубьями; 2 — сателлит основной; 3 — шатун; 4 — сателлит вспомогательный; 5 — водило; 6 — цилиндро-поршневая группа  
Fig. 2. Spatial diagram of the mechanism:  
1 — the body part — a toothed crown with internal teeth; 2 — the main satellite; 3 — connecting rod; 4 — auxiliary satellite; 5 — carrier; 6 — cylinder-piston group

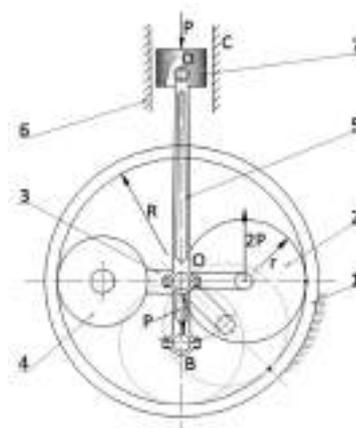


Рис. 3. Плоская схема при трех позициях водила:  
1, 6 — стойка; 2, 4 — сателлиты; 3 — водило; 5 — шатун; 7 — ползун.  
Сателлиты 2, 4; водило 3, шатун 5; ползун 7 расположены в параллельных плоскостях  
Fig. 3. Flat circuit with three positions of the carrier:  
1, 6 — the rack; 2, 4 — satellites; 3 — carrier; 5 — connecting rod; 7 — the slider.

The satellites are 2, 4; carrier 3, connecting rod 5; slider 7 are located in parallel planes

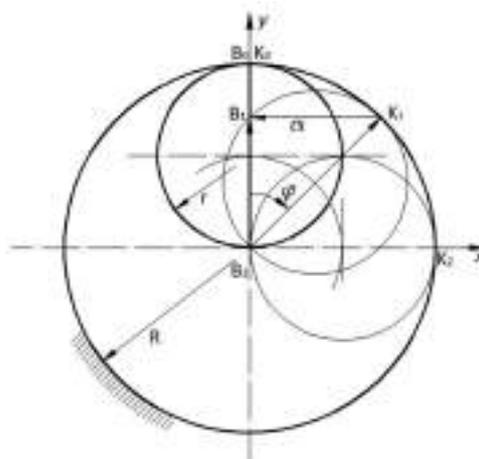


Рис. 4. К составлению кинематической модели механического привода  
Fig. 4. To the compilation of the kinematic model of the mechanical drive

шатуна, установленный на кинематическом радиусе  $r$  двигается по диаметральной прямой линии, тем самым боковая реакция в поступательной паре  $C$  отсутствует.

Отметим, что при преобразовании движения по этой схеме происходит редукция скорости и, как следствие, силового потока, т.е. внешняя сила  $P_2$ , приложенная к ползуну, уравновешивается силой  $2P$ , действующей на оси сателлита и создающей соответствующий момент  $M$  на водиле 3.

Кинематическая модель механического привода (рис. 4) основана на реализации фундаментального положения механики, состоящего в том, что при сложении двух вращений с равными антинправленными угловыми скоростями получаем мгновенное поступательное движение. В нашем случае при обкатке внутренним образом окружности с радиусом  $r$  по окружности с радиусом  $R=2r$  точка  $B$  образует гипоциклоиду, которая в общем случае в принятой системе координат описывается уравнением в параметрической форме:

$$\begin{aligned}x_B &= (R - r) \sin \varphi - r \sin \left( \frac{R - r}{r} \right) \varphi, \\y_B &= (R - r) \cos \varphi + r \cos \left( \frac{R - r}{r} \right) \varphi.\end{aligned}\quad (5)$$

При  $R=2r$  получим:

$$x_B = 0, \quad y_B = R \cos \varphi.\quad (6)$$

Аналогичный результат может быть получен из векторной формы записи кинематической модели:

$$\vec{r}_B = \vec{R} + \vec{a}.\quad (7)$$

Спроецируем (7) на оси «х» и «у», получим:  $x_B = R \sin \varphi - a$ , а т.к.  $a = R \sin \varphi$ , то

$$\begin{aligned}x_B &= 0, \\y_B &= R \cos \varphi, \\ \dot{y}_B &= -R \sin \varphi \frac{d\varphi}{dt} = -R\omega_3 \sin \varphi.\end{aligned}\quad (8)$$

Очевидно, что зависимости (8) отображают кинематические характеристики линейного движения ползуна 7.

Параметры углового движения связаны соотношениями, полученными из анализа обращенного движения. Так передаточная функция  $U_{21}^{(3)}$  от второго звена к первому при остановленном водиле 3 будет такой:

$$U_{21}^{(3)} = \frac{n_2 - n_3}{n_1 - n_3} = \frac{z_1}{z_2},\quad (9)$$

откуда при  $n_1=0$  получим:  $1 - \frac{n_2}{n_3} = \frac{z_1}{z_2}$ , а при  $z_1 = 2z_2$  окончательно:

$$n_2 = -n_3.\quad (10)$$

### Обсуждение результатов

Сформулирована проблема подбора схемных решений механических систем машин при минимизации боковых реакций в поступательной паре.

Выделено схемное решение, удовлетворяющее обозначенному критерию, проведено исследование структуры, представлены варианты составления и анализа кинематической модели.

### Выводы и заключения

1. Доказана возможность создания схемного решения механической системы с минимальным значением боковой реакции в ресурсопределяющей поступательной паре.

2. Для решения поставленной задачи использовано фундаментальное положение механики о сложении движения твердого тела и доказано, что при рекомендуемых соотношениях кинематических размеров звеньев привода траектория шатунной шейки кривошипа, являясь гипоциклоидой, вырождается в прямую, что и обеспечивает необходимые силовые свойства кинематической цепи механического привода.

### Список источников

1. Кожевников С. Н., Есипенко Я. И., Раскин Я. М. Механизмы. Справочник. Изд-е 4-е перераб. и доп. / под ред. С. Н. Кожевникова. М.: Машиностроение, 1976. 784 с.
2. Гапшов Т. Т., Голобоков М. Г. Структурный анализ и классификация устройства преобразования вращательного движения в возвратно-поступательное и наоборот // Известия Горского государственного аграрного университета. 2013. Т. 50, № 2. С. 186–189.
3. Гапшов Т. Т. Проблема уравновешивания механизмов и пути ее решения // Известия Горского государственного аграрного университета. 2012. Т. 49, № 4. С. 249–254.
4. Пат. 2471099 Российская Федерация, МПК F 16 H 19/02; F 16 H 21/16. Устройство преобразования вращательного движения в возвратно-поступательное и наоборот / Гапшов Т. Т., Голобоков М. Г. № 2010123163/11; заявл. 07.06.10; опубл. 27.12.12, Бюл. № 36.
5. Пат. 2499934 Российская Федерация, МПК F 16 H 19/02; F 16 H 21/16. Устройство преобразования вращательного движения в возвратно-поступательное и наоборот / Гапшов Т. Т., Голобоков М. Г. № 2012102949/11; заявл. 27.01.12; опубл. 27.11.13, Бюл. № 33.
6. Балакин П. Д., Бородин А. В. Кинематическое соединение для привода поршневых микромашин // Вестник машиностроения. 1989. № 10. С. 33–34.
7. Кожевников С. Н. Основания структурного синтеза механизмов: моногр. Киев: Наукова думка, 1979. 232 с.
8. Решетов Л. Н. Самоустанавливающиеся механизмы: справ. М.: Машиностроение, 1985. 272 с.
9. Балакин П. Д. Элементы теории реальных механических систем: моногр. Омск: Изд-во ОмГТУ, 2016. 272 с. ISBN 978-5-8149-2208-3.

**БАЛАКИН Павел Дмитриевич**, доктор технических наук, профессор (Россия), заведующий кафедрой «Машиноведение».

SPIN-код: 5494-0218; AuthorID (РИНЦ): 267798  
AuthorID (SCOPUS): 57191041281

**ЗГОННИК Ирина Павловна**, кандидат технических наук, доцент кафедры «Машиноведение».  
SPIN-код: 2954-2847; AuthorID (РИНЦ): 566714

Адрес для переписки: tmm@omgtu.ru

### Для цитирования

Балакин П. Д., Згонник И. П. Преобразование движения и силового потока в приводе механизма с минимальной боковой реакцией в поступательной паре // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2018. Т. 2, № 2. С. 9–12. DOI: 10.25206/2588-0373-2018-2-2-9-12.

Статья поступила в редакцию 10.05.2018 г.

© П. Д. Балакин, И. П. Згонник

# TRANSFORMATION OF MOTION AND FORCE FLOW IN DRIVE MECHANISM WITH MINIMAL SIDE REACTION IN THE TRANSLATIONAL PAIR

P. D. Balakin, I. P. Zgonnik

Omsk State Technical University,  
Russia, Omsk, Mira Ave., 11, 644050

The possibility of creating a circuit solution of a mechanical system with a minimum value of the lateral response in a resource-determining translational pair is proved.

To solve this problem, the fundamental position of mechanics about the addition of the motion of a rigid body is used and it is proved that with the recommended proportions of the kinematic dimensions of the drive links, the trajectory of the pin of the crank being a hypocycloid degenerates into a straight line, which provides the necessary power properties of the kinematic chain of the mechanical drive.

**Keywords:** minimization of lateral reaction; increasing resource; addition of motions of a solid body; the degeneration of the hypocycloid into a straight line.

## References

1. Kozhevnikov S. N., Esipenko Ya. I., Raskin Ya. M. *Mekhanizmy*. [Machinery]. 4th ed. / Ed. S. N. Kozhevnikov. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1976. 784 p. (In Russ.).

2. Gappoyev T. T., Golobokov M. G. *Strukturnyy analiz i klassifikatsiya ustroystva preobrazovaniya vrashchatel'nogo dvizheniya v vozvratno-postupatel'noye i naoborot* [Structural analysis and classification of the device for converting rotational motion into reciprocating and vice versa] // *Izvestiya Gorskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta. Proceedings of Gorsky State Agrarian University*. 2013. Vol. 50, no. 2. P. 186–189. (In Russ.).

3. Gappoyev T. T. *Problema uravnoveshivaniya mekhanizmov i puti ee resheniya* [The problem of balancing mechanisms and ways to solve it] // *Izvestiya Gorskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta. Proceedings of Gorsky State Agrarian University*. 2012. Vol. 49, no. 4. P. 249–254. (In Russ.).

4. Patent 2471099 Russian Federation, CPC F 16 H 19/02; F 16 H 21/16. *Ustroystvo preobrazovaniya vrashchatel'nogo dvizheniya v vozvratno-postupatel'noye i naoborot* [The device for converting rotational motion into reciprocating and vice versa]. Gappoev T. T., Golobokov M. G. No. 2010123163/11. (In Russ.).

5. Patent 2499934 Russian Federation, CPC F 16 H 19/02; F 16 H 21/16. *Ustroystvo preobrazovaniya vrashchatel'nogo dvizheniya v vozvratno-postupatel'noye i naoborot* [The device for converting rotational motion into reciprocating and vice versa]. Gappoev T. T., Golobokov M. G. (In Russ.).

6. Balakin P. D., Borodin A. V. *Kinematicheskoye soyedineniye dlya privoda porshnevnykh mikromashin*. [Kinematic connection for driving of piston micromachines] // *Vestnik mashinostroyeniya. Vestnik Mashinostroyeniya*. 1989. No. 10. P. 33–34. (In Russ.).

7. Kozhevnikov S. N. *Osnovaniya strukturnogo sinteza mekhanizmov* [Foundations of structural synthesis of mechanisms]. Kiev: Naukova dumka Publ. 1979. 232 p. (In Russ.).

8. Reshetov L. N. *Samoustnavlivayushchiyesya mekhanizmy* [Self-aligning mechanisms]. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1985. 272 p. (In Russ.).

9. Balakin P. D. *Elementy teorii real'nykh mekhanicheskikh sistem* [Elements of the theory of real mechanical systems]. Omsk: OmSTU Publ., 2016. 272 p. ISBN 978-5-8149-2208-3. (In Russ.).

---

**BALAKIN Pavel Dmitriyevich**, Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of Machine Science Department.

SPIN-code: 5494-0218

AuthorID (RSCI): 267798

AuthorID (SCOPUS): 57191041281

**ZGONNIK Irina Pavlovna**, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Machine Science Department.

SPIN-code: 2954-2847

AuthorID (RSCI): 566714

Address for correspondence: tmm@omgtu.ru

## For citations

Balakin P. D., Zgonnik I. P. Transformation of motion and force flow in drive mechanism with minimal side reaction in the translational pair // *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2018. Vol. 2, no. 2. P. 9–12. DOI: 10.25206/2588-0373-2018-2-2-9-12.

Received 10 May 2018.

© P. D. Balakin, I. P. Zgonnik