

УДК 621.83.069.2

## ПОСТРОЕНИЕ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ БЕССТУПЕНЧАТОЙ МЕХАНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ С ВРАЩАЮЩИМСЯ ЭКСЦЕНТРИКОМ

### THE CONSTRUCTION OF A MATHEMATICAL MODEL OF A CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION WITH A ROTATABLE ECCENTRIC.

Шенкман Людмила Владиславовна<sup>1</sup>,канд.техн.наук, доцент, e-mail: [kgtatikm@mail.ru](mailto:kgtatikm@mail.ru)Shankman Ludmila V.<sup>1</sup>,

C.Sc. (Engineering), Associate Professor

Крылов Сергей Владимирович<sup>1</sup>,канд. техн. наук, доцент, e-mail: [Kriser1976@yandex.ru](mailto:Kriser1976@yandex.ru)Krylov Sergey V.<sup>1</sup>, C.Sc. (Engineering), Associate ProfessorЛюбкин Алексей Валерьевич<sup>2</sup>,

канд. техн. наук, технолог

Lûbkin Alexey V.<sup>2</sup>, C.Sc. (Engineering), echnologist

<sup>1</sup> Ковровская государственная технологическая академия им. В.А. Дегтярева. Россия, 601910, Владимирская обл. г.Ковров, ул. Маяковского, 19

<sup>1</sup> V.A. Degtyarev Kovrovskâ State technological Academy. 19 street Mayakovsky, Kovrov, Vladimir region, 601910, Russia.

<sup>2</sup> ОАО Завод имени В.А. Дегтярева. 601900, Владимирская обл., г.Ковров, проезд Чкалова д. 7

<sup>2</sup> OAO Plant named V.A.Degtyarev: 7 street Chkalov, Kovrov, Vladimir reg., 601910, Russia.

**Аннотация.** Изучается принцип действия передачи с вращающимся эксцентриком. Построена математическая модель передачи. С ее помощью, получена характеристика опытной передачи.

**Abstract.** We study the principle of operation of the transmission with a rotating eccentric. We developed a mathematical transmission model. With its help, obtained characterization experimental transmission

**Ключевые слова:** бесступенчатая передача, механизм свободного хода, передаточное отношение.

**Key words:** free-wheeling, a continuously variable transmission, gear ratio.

Нефрикционные передачи непрерывного действия подробно рассмотрены в работе А.Ф. Дубровского [2]. В ней представлены различные конструкции передач, произведен анализ работы и даны методики расчета. Данные передачи обладают пониженной динамической нагрузкой по сравнению с импульсными передачами и повышенной нагрузочной способностью по сравнению с фрикционными передачами.

Для исследования была выбрана передача с вращающимся эксцентриком, принципиальная схема которой приведена на рис.1. На эксцентриковой части ведущего вала 1 размещены эксцентрик и промежуточный вал 5. Последний жестко связан с зубчатыми колесами храповых механизмов свободного хода (МСХ) 2 и 3, показанных условно. Зубья колес наклонены в противоположные стороны. Зубчатое колесо корпусного МСХ 2 взаимодействует рабочими телами, шарнирно закрепленными на наружной обойме, расположенной в корпусе передачи. Постоянное зацепление рабочих тел с зубчатым колесом обеспечивается пружинами.

Выходной преобразующий механизм 3 имеет аналогичную конструкцию с той лишь разницей,

что его рабочие тела наклонены в противоположную сторону, а наружная обойма связана с ведомым валом 4. Оба преобразующих механизма зубчатого типа.

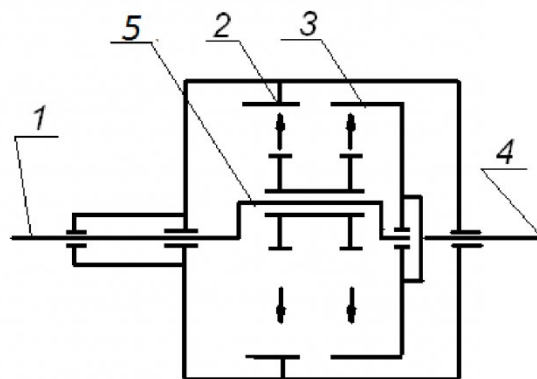


Рис. 1 Передача с вращающимся эксцентриком

Механизм проектируется таким образом, чтобы обеспечить возможность плавного изменения эксцентриситета вала от нуля до заданного значения. Если эксцентриситет равен нулю, то при вращении ведущего вала промежуточный вал остается неподвижным. Неподвижен и ведомый

вал. Передаточное отношение равно нулю, имеет место сноповый режим. При ненулевом эксцентриситете вращение ведущего вала вызывает сложное плоскопараллельное движение промежуточного вала и связанных с ним рабочих тел МСХ.

В корпусном преобразующем механизме, схема принципа действия которого показана на рис. 2 в произвольный момент времени в зацеплении с колесом 2 находится то рабочее тело 1, (звено АВ), для которого звено SA имеет наибольшую скорость вращения относительно ведущего вала (звена OS). Остальные рабочие тела прощелкивают по колесу 2. Следовательно, за период действия одного рабочего тела, для которого  $\alpha = 2\pi/n$ , зубчатое колесо 2 (а вместе с ним и промежуточный вал передачи) повернется на некоторый угол  $\beta$  (здесь  $n$  — число рабочих тел). Нетрудно показать, что с увеличением эксцентриситета OS промежуточного вала возрастает угол  $\beta$ , а вместе с ним и передаточное отношение  $i = \beta/\alpha'$  корпусного преобразующего механизма.

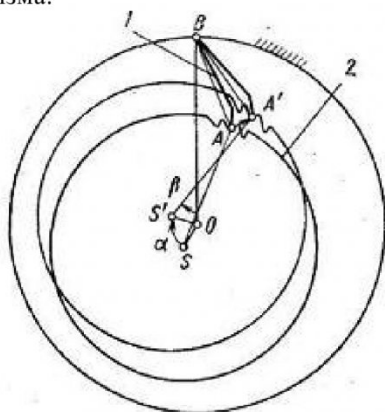


Рис. 2 Схема принципа действия корпусного зубчатого преобразующего механизма

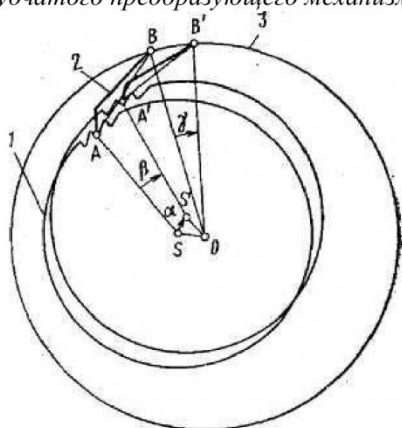


Рис. 3. Схема принципа действия выходного зубчатого преобразующего механизма

На рис 3 изображена схема, поясняющая принцип действия выходного преобразующего механизма. Вращение ведомой обоймы 3, связанной с ведомым валом передачи, передает в данный момент времени то рабочее тело 2 (звено АВ), для которого звено SA имеет наименьшую

относительно ведущего вала (звена OS) скорость вращения. Промежуточный вал и связанное с ним зубчатое колесо 1 (звено SA), благодаря наличию корпусного преобразующего механизма, вращается в направлении, показанном стрелкой, со скоростью  $\beta'$ . Поэтому в период действия одного рабочего тела выходного зубчатого преобразующего механизма ведомая обойма 3 (звено ОБ) повернется на некоторый угол  $\gamma$ . Причем с возрастанием эксцентриситета OS промежуточного вала угол  $\gamma$  и, следовательно, передаточное отношение механизма увеличатся.

Таким образом, корпусной преобразующий механизм преобразует равномерное вращение ведущего вала передачи в сложное плоскопараллельное движение промежуточного вала — это первая ступень редуцирования. Выходной преобразующий механизм позволяет преобразовать плоскопараллельное движение промежуточного вала в однонаправленное вращение ведомого вала передачи — это вторая ступень редуцирования. Изменяя эксцентриситет промежуточного вала, можно бесступенчато изменять общее передаточное отношение передачи от нуля до некоторого заданного значения.

Для данных передач в работе [2] определен диапазон передаточных отношений от  $2,63 < i$ , что соответствует передаточному отношению всей трансмиссии транспортных средств. Реализация стопового режима ( $i = \infty$ ) — одно из преимуществ передач с вращающимся эксцентриком. Оно наиболее полезно при использовании передачи в приводах транспортных машин. Напомним, что, например, клиноременные вариаторы без дополнительных устройств не позволяют воспроизвести этот режим.

Главными недостатками схемы с вращающимся эксцентриком [1] является установка промежуточного вала без подшипников и значительные динамические нагрузки, возникающие вследствие смещения центра масс вала и МСХ от оси вращения.

Для определения параметров вариатора использовалась методика, изложенная в [2]. По результатам расчета изготовлена опытная конструкция (рис.4) со следующими параметрами:

- Радиус храповика внутреннего зацепления  $R = 62$  мм;
- Радиус обоймы  $r = 39,4$  мм;
- Длина пластины  $L = 43,35$  мм;
- Эксцентриситет  $e = 6,8$  мм.

Предварительные испытания изготовленной передачи позволили получить диапазон регулирования  $i = 4 \dots 20$  с последующим выходом на стоповый режим. Полученные результаты несколько расходятся с теорией А.Ф. Дубровского.

Математическая модель получена векторным анализом четырехзвенника (рис. 5), состоящего из пластины, величины эксцентриситета, радиусов храповика и обоймы:



Рис. 4 Нефрикционная передача непрерывного действия

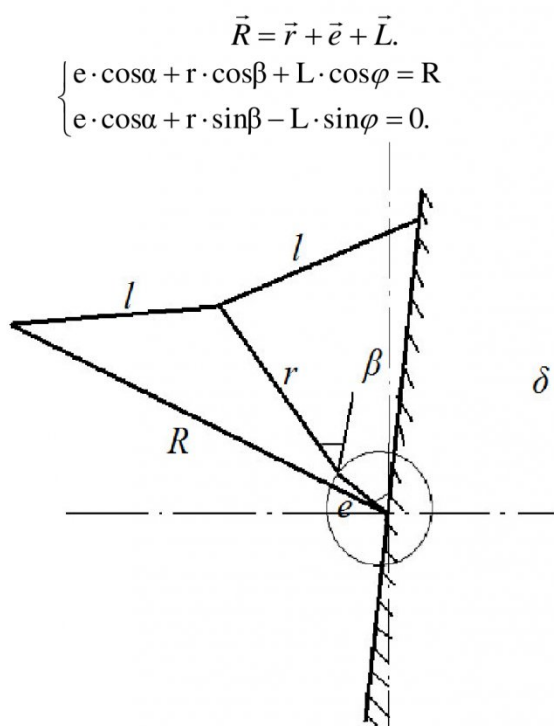


Рис. 5 Схема построения модели

Записав уравнение в проекциях на оси координат, одна из которых проходит через точки О и В, получим систему уравнений:

Решая систему относительно угла поворота входного вала  $\alpha$ , получим уравнение:

$$(c_1^2 - c_3^2)x^2 - 2 \cdot c_2 \cdot c_3 \cdot x + (c_1^2 - c_2^2) = 0,$$

где  $x = \operatorname{tg} \beta$ ,  $c_1 = R^2 + e^2 + r^2 - L^2 - 2Re \cdot \cos \alpha$ ,

$c_2 = 2r \cdot (R - e \cdot \cos \alpha)$ ,  $c_3 = 2re \sin \alpha$ .

Решением данного уравнения является зави-

симосьть угла поворота промежуточного вала  $\beta$  от поворота входного вала  $\alpha$ .

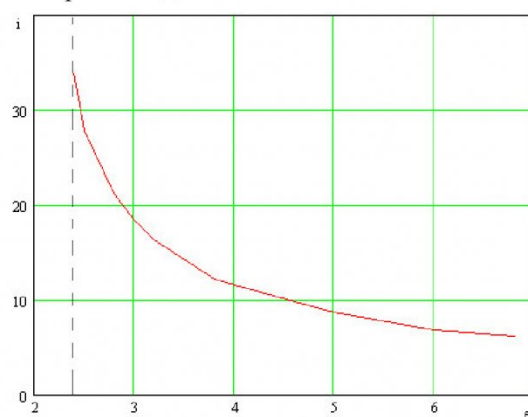


Рис. 6 Изменение передаточного отношения от величины эксцентриситета

Аналогично записываем систему уравнений описывающих выходной МСХ.

$$\begin{cases} e \cdot \cos \alpha + r \cdot \cos \beta = L \cdot \cos \varphi + r \cdot \cos \gamma \\ e \cdot \cos \alpha + r \cdot \sin \beta + L \cdot \sin \varphi = R \cdot \sin \gamma. \end{cases}$$

Решая систему относительно угла поворота промежуточного вала  $\gamma$ , получим:

$$(s_1^2 - s_2^2)y^2 - 2 \cdot s_2 \cdot s_3 \cdot y + (s_1^2 - s_3^2) = 0,$$

где  $y = \operatorname{tg} \gamma$ ,

$$s_1 = -R^2 - e^2 - r^2 + L^2 - 2re \cdot (\cos \alpha \cdot \cos \beta + \sin \alpha \cdot \sin \beta)$$

$$s_2 = 2eR \cdot \sin \alpha + 2rR \cdot \sin \beta,$$

$$s_3 = 2Re \cos \alpha + 2Rr \cos \beta.$$



Совместное решение полученных уравнений позволяет сделать следующие выводы.

Изменение величины эксцентриситета приводит к линейному изменению передаточного отношения в диапазоне  $i = 4,5 \dots 24$  (рис. 6). Верхняя величина передаточного отношения определяется величиной обратного хода в МСХ. Дальнейшее уменьшение эксцентриситета и соответственно увеличение передаточного отношения приводит

срыву стабильного вращения промежуточного и выходного валов. Это вызвано тем, что при полном повороте входного вала (а значит и эксцентрика) угол поворота промежуточного вала меньше величины обратного хода в МСХ. Таким образом, при эксцентриситете меньше определенного не происходит переключение МСХ на следующую пластину и реализуется стоповый режим работы.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Дубровский, А.Ф. Новый класс механических бесступенчатых передач // ЧПИ вып. 261. Сборник научных трудов. – Челябинск: Динамика инерционных трансформаторов, приводов и устройств.- 1981, с. 46- 60.
2. Механические бесступенчатые нефрикционные передачи непрерывного действия / Дубровский, А.Ф., Леонов, А.И.,... – М.: Машиностроение, 1984. – 192 с.

## REFERENCES

1. Dubrovskij, A.F. Novyj klass mehanicheskikh besstupenchatyh peredach //ChPI vyp. 261. Sbornik nauchnyh trudov. – Cheljabinsk: Dinamika inercionnyh transformatorov, privodov i ustrojstv.- 1981, s. 46- 60.
2. Mehanicheskie besstupenchatye nefrikcionnye peredachi nepreryvnogo dejstvija [/ Dubrovskij, A.F., Leonov, A.I.,... – М.: Mashinostroenie, 1984. – 192 s.

Поступило в редакцию 21. 10. 2015  
Received 21 Oktober 2015