

П. Н. Громько, С. Н. Хатетовский, И. В. Трусов

*Белорусско-Российский университет, Могилев, Республика Беларусь*

## ВЛИЯНИЕ ПРОФИЛЯ ЗУБЬЕВ НА ПОГРЕШНОСТЬ ВРАЩЕНИЯ САТЕЛЛИТА ПЕРЕДАЧ ЭКСЦЕНТРИКОВОГО ТИПА

**Аннотация.** Рассматривается циклоидальное внутреннее зацепление колес, которые образуют эксцентриковую передачу. Исследуется нечувствительность этого типа зацепления к погрешности сборки. Рассматривается один вид погрешности сборки – погрешность межцентрового расстояния, то есть эксцентриситета. Показано, что работоспособность передачи при наличии погрешности межцентрового расстояния обеспечивается при условии уменьшения диаметра ролика, выступающего в качестве зуба центрального колеса. Уменьшение диаметра ролика и погрешность межцентрового расстояния приводят к нарушению условия сопряженности колес эксцентриковой передачи, что в свою очередь обуславливает погрешность вращения выходного звена. Выходное звено и механизм передачи на него вращения в статье не рассматриваются. Таким образом, погрешность вращения ролика принимается равной погрешности вращения сателлита эксцентриковой передачи. Проведена оценка влияния профиля зубьев на погрешность вращения сателлита передач эксцентрикового типа при наличии погрешности межцентрового расстояния. На основе матричной кинематики разработана методика, которая учитывает многопарность зацепления. На базе разработанной методики проведены исследования влияния профилей зубьев сателлита, сформированных на основе укороченной и удлиненной эпициклоид, на погрешность вращения. Установлено, что применение в зацеплении эксцентриковой передачи профилей зубьев сателлита, сформированных на основе удлиненной эпициклоиды, позволяет снизить погрешность вращения. При этом становится возможным изготовление эксцентриковых передач в условиях производств общего машиностроения. Таким образом, появляется возможность расширения области применения эксцентриковых передач приводными устройствами, к которым предъявляются повышенные требования по габаритным размерам, массе, а также себестоимости изготовления.

**Ключевые слова:** погрешность вращения, эксцентриковая передача, профиль зуба, удлиненная эпициклоида, укороченная эпициклоида

**Для цитирования:** Громько, П. Н. Влияние профиля зубьев на погрешность вращения сателлита передач эксцентрикового типа / П. Н. Громько, С. Н. Хатетовский, И. В. Трусов // Вест. Нац. акад. наук Беларусі. Сер. фіз.-тэхн. навук. – 2020. – Т. 65, №4. – С. 445–452. <https://doi.org/10.29235/1561-8358-2020-65-4-445-452>

Petr N. Gromyko, Stanislav N. Khatetovsky, Igor V. Trusov

*Belarusian-Russian University, Mogilev, Republic of Belarus*

## INFLUENCE OF TOOTH PROFILE ON ROTATION ERROR OF ECCENTRIC GEARING SATELLITE

**Abstract.** In the article a cycloid internal engagement of gears that form an eccentric gearing, is considered. This engagement is investigated in point of insensitivity to assembly error. Only one type of assembly error – error of center distance i. e. eccentricity – is considered. It is expanded that workability of gearing with center distance error is provided on the assumption of decrease of diameter of roller that acts as central gear tooth. Roller diameter decrease and center distance error lead to breach of condition of conjugation of gears of eccentric gearing that in turn governs the output member rotation error. The output member and rotation transmission mechanism are not considered. Thus output member rotation error is equated to rotation error of eccentric gearing satellite. The influence of tooth profile on rotation error of eccentric gearing satellite is estimated when center distance error. On the base of matrix kinematic the methodology that takes in account the multiple-tooth contact is worked out. On basis of the developed methodology the research of influence of satellite tooth profiles formed on the base of shortened and extended epicycloids on rotation error is carried out. It is determined that in the eccentric gearing the use of satellite tooth profiles, formed on the base of extended epicycloid, makes it possible to decrease the rotation error. At that makes possible the operation of eccentric gearing in general manufacturing settings. Thus, the possibility of extending of eccentric gearing application fields to driving devices with higher requirements to overall sizes, mass, as well as cost, is come.

**Keywords:** rotation error, eccentric gearing, tooth profile, extended epicycloid, shortened epicycloid

**For citation:** Gromyko P. N., Khatetovsky S. N., Trusov I. V. Influence of tooth profile on rotation error of eccentric gearing satellite. *Vesti Natsyonal'nai akademii navuk Belarusi. Seryya fizika-technichnykh navuk = Proceedings of the National Academy of Sciences of Belarus. Physical-technical series*, 2020, vol. 65, no. 4, pp. 445–452 (in Russian). <https://doi.org/10.29235/1561-8358-2020-65-4-445-452>

**Введение.** Передачи эксцентрикового типа – это передачи, на основе которых возможно создание компактных малогабаритных конструкций приводных устройств различного назначения [1]. Однако высокий уровень служебных свойств у передач данного типа достигается при условии высокоточного изготовления и монтажа их звеньев, что требует использования специальных оборудования, технологической оснастки, материалов и методов химико-термической обработки. Расширить применение передач эксцентрикового типа возможно за счет снижения влияния на их основные эксплуатационные характеристики погрешностей изготовления и монтажа. К наиболее важным эксплуатационным характеристикам механических передач, определяющим уровень их служебных свойств, можно отнести КПД и точность вращения выходного звена. В [2] приведены результаты исследований по оценке КПД эксцентриковых передач при наличии указанных выше погрешностей и сделан вывод, что снижение значений механических потерь в зацеплении возможно на основе применения специальных профилей зубьев контактирующих колес. Однако при этом вопросы влияния профиля зубьев сателлита на точность вращения выходного звена ранее не рассматривались.

Поэтому целью данной работы является разработка методики и проведение исследований влияния формы зубьев на точность вращения выходного звена передач эксцентрикового типа.

**Методика оценки точности вращения выходного звена передач эксцентрикового типа.** Предлагается рассмотреть погрешность вращения выходного звена, основной причиной возникновения которой являются неточности при монтаже звеньев.

Указанная погрешность  $\delta\varphi_i$  в некоторый момент характеризуется разностью между действительным и расчетным значениями угла поворота ведомого звена:

$$\delta\varphi_i = \varphi_{di} - \varphi_{pi}, \quad (1)$$

где  $\varphi_{di}$  – действительный угол поворота ведомого звена в момент времени измерения,  $\varphi_{pi}$  – расчетный угол поворота ведомого звена в момент времени измерения.

Значения расчетного угла поворота ведомого звена определяются исходя из числа оборотов  $n_1$ , совершенных входным валом за время исследования, и количеством измерений  $N$  за этот период:

$$\varphi_{pi} = \frac{2\pi \cdot n_1 \cdot i}{u \cdot N}, \quad (2)$$

где  $u$  – передаточное отношение передачи;  $i$  – номер конкретного измерения,  $i = 1, \dots, N$ .

Погрешность вращения выходного звена может быть рассчитана как разность между максимальным и минимальным значениями  $\delta\varphi_i$ , определяемыми из всего ряда значений, полученных за время исследования.

Для определения погрешности вращения выходного звена в момент времени измерения, выраженной в угловых единицах, обратимся к структурной схеме эксцентриковой передачи, изображенной на рис. 1, а.

Данная эксцентриковая передача работает следующим образом. Вращающийся входной вал 1 с жестко закрепленным на нем эксцентриком 2 приводит в плоскопараллельное движение сателлит 3 благодаря взаимодействию наружных зубьев сателлита 3 с неподвижными роликами 4. Вращательная составляющая плоскопараллельного движения сателлита 3 вокруг оси его вращения может быть передана на выходное звено различными способами, например с помощью механизма параллельных кривошипов.

Так как целью проводимых исследований было изучение влияния формы профилей зубьев сателлита 3 на основные эксплуатационные характеристики эксцентриковой передачи, то погрешности вращения выходного звена, возникающие из-за неточностей сборки механизма параллельных кривошипов, в данной работе не учитывались. Поэтому в схемах эксцентриковой передачи, изображенных на рис. 1, механизм параллельных кривошипов не показан, а погрешность вращения выходного звена принята равной погрешности вращения сателлита.

Как уже упоминалось, даже при точном монтаже механических передач в условиях специализированных производств неизбежно возникновение различных погрешностей, численное значение которых определяется многими технологическими факторами. Как показали исследования,

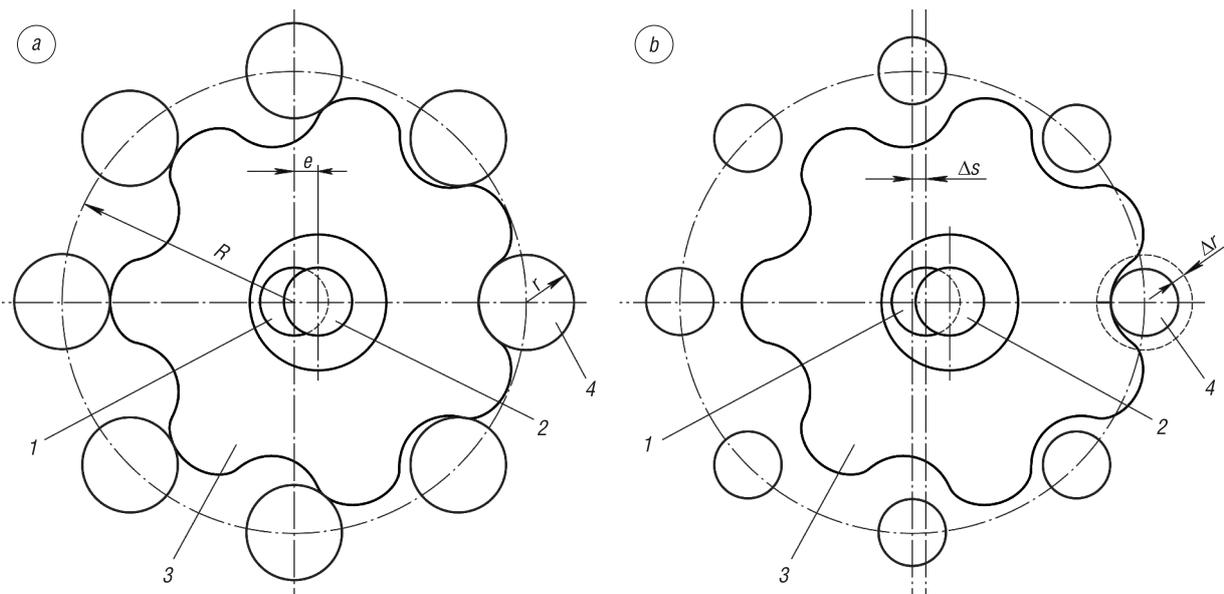


Рис. 1. Структурная схема эксцентриковой передачи: *a* – без погрешности монтажа, *b* – при наличии погрешности смещения осей  $\Delta s$  и компенсирующего зазора  $\Delta r$

Fig. 1. Structural scheme of eccentric gearing: *a* – without assembly error, *b* – at presence of offset error of axes  $\Delta s$  and compensative clearance  $\Delta r$

результаты которых отражены в [3], одной из основных погрешностей, существенно влияющей на эксплуатационные показатели эксцентриковой передачи, является погрешность  $\Delta s$ , вызванная смещением оси неподвижного центрального колеса 4 относительно оси вращения входного вала 1 (рис. 1, *b*). Назовем ее погрешностью смещения оси. Наиболее простым способом компенсации указанной погрешности, обеспечивающим работоспособность эксцентриковой передачи, является создание компенсирующего зазора  $\Delta r$  в зацеплении за счет уменьшения радиуса роликов 4 по сравнению с начальным радиусом ролика  $r$ , при котором было произведено формообразование профиля зубьев сателлита 3.

В основу методики определения погрешности вращения сателлита положены параметрические уравнения профиля его зубьев, которые приведены в разных вариантах в [4, 5]. Эти параметрические уравнения позволяют с заданной дискретностью шага получить матрицу  $M_1$  массива координат точек профиля зубьев сателлита в системе координат  $x_1y_1$ , начало отсчета которой лежит на оси вращения сателлита:

$$M_1 = \begin{bmatrix} x_{1\dots} \\ y_{1\dots} \\ 1\dots \end{bmatrix}. \quad (3)$$

Матрица координат точек  $M_1$  может быть преобразована с помощью матрицы поворота  $T_1$  в массив точек, повернутых в системе координат  $x_1y_1$  относительно начала отсчета на угол  $\varphi_{pi} - \Delta\varphi_j$  (рис. 2, *a*):

$$T_1 = \begin{bmatrix} \cos(\varphi_{pi} - \Delta\varphi_j) & -\sin(\varphi_{pi} - \Delta\varphi_j) & 0 \\ \sin(\varphi_{pi} - \Delta\varphi_j) & \cos(\varphi_{pi} - \Delta\varphi_j) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad (4)$$

где  $\Delta\varphi_j$  – элементарный угол доворота сателлита.

При вращении входного вала 1 (рис. 2, *b*) изменяется положение начала отсчета системы координат  $x_1y_1$ , совпадающее с центром сателлита 3. Матрица  $T_2$  позволяет осуществлять пересчет координат точек матрицы  $T_1 \times M_1$  с учетом изменения положения центра сателлита относительно оси вращения входного вала 1 при его повороте на дискретный угол  $\varphi_{pi} \cdot u$ :

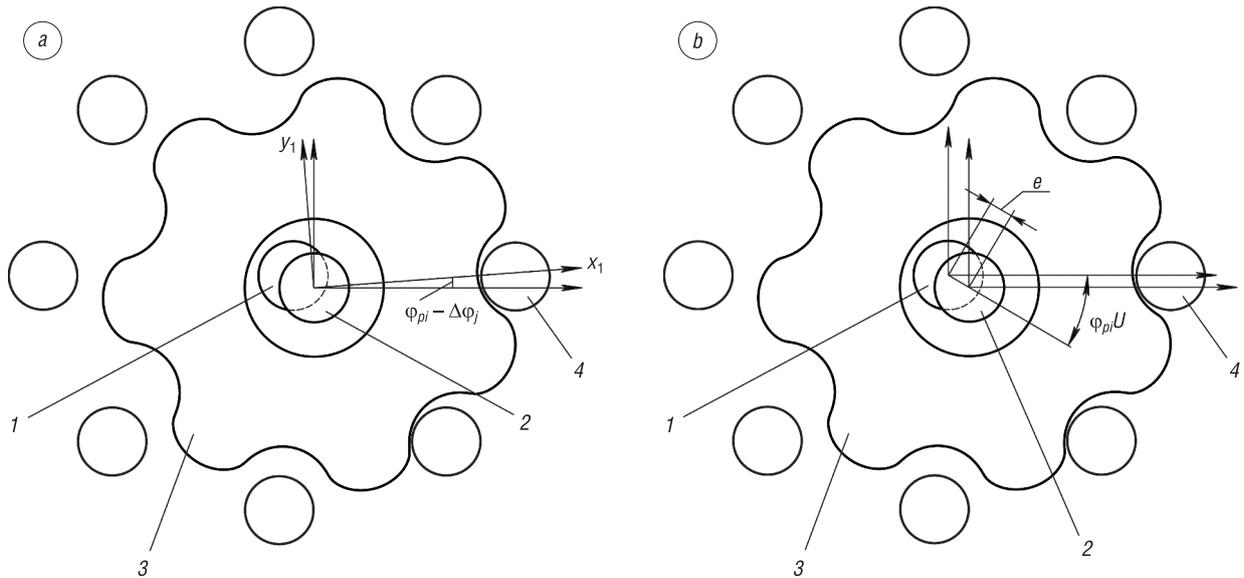


Рис. 2. Схемы расчета координат точек профиля зубьев сателлита: *a* – с учетом поворота осей относительно центра вращения сателлита, *b* – с учетом изменения координат центра сателлита при повороте входного вала  
 Fig. 2. Schemes of calculation of coordinates of satellite tooth profile points: *a* – with regard to turning of axes about the satellite revolution center, *b* – with regard to change of coordinates of the satellite center after the input shaft turning

$$T_2 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & e \cdot \cos(\varphi_{pi} \cdot u) \\ 0 & 1 & e \cdot \sin(\varphi_{pi} \cdot u) \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}. \quad (5)$$

Для учета погрешности смещения осей  $\Delta s$  необходимо произвести с помощью матрицы  $T_3$  перерасчет точек профиля зубьев сателлита путем определения нового центра системы координат (рис. 3, *a*):

$$T_3 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & \Delta s \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}. \quad (6)$$

Таким образом, в результате описанных преобразований исходной матрицы  $M_1$  массива координат точек  $x_{1i}, y_{1i}$  профиля зубьев сателлита может быть получена матрица  $T_3 \times T_2 \times T_1 \times M_1$  с массивом точек профиля зубьев сателлита при определенном значении расчетного угла поворота ведомого звена  $\varphi_{pi}$ , при заданной погрешности смещения осей  $\Delta s$ , а также обеспечивающая возможность поворота начального массива точек  $M_1$  относительно оси вращения сателлита на элементарный угол доворота  $\Delta \varphi_j$ .

Дальнейшие преобразования массива  $T_3 \times T_2 \times T_1 \times M_1$  координат точек профиля зубьев сателлита 3 заключаются в их перерасчете относительно систем координат, связанных с центрами окружностей каждого ролика. С помощью матрицы  $T_{4k}$  осуществляют пересчет точек массива с учетом переноса начала отсчета системы координат последовательно в центр каждого из роликов 4 (рис. 3, *b*):

$$T_{4k} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & -R \cdot \cos \frac{2 \cdot \pi \cdot k}{z_4} \\ 0 & 1 & -R \cdot \sin \frac{2 \cdot \pi \cdot k}{z_4} \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad (7)$$

где  $z_4$  – число роликов;  $k$  – номер каждого ролика,  $k = 0, \dots, z_4 - 1$ .

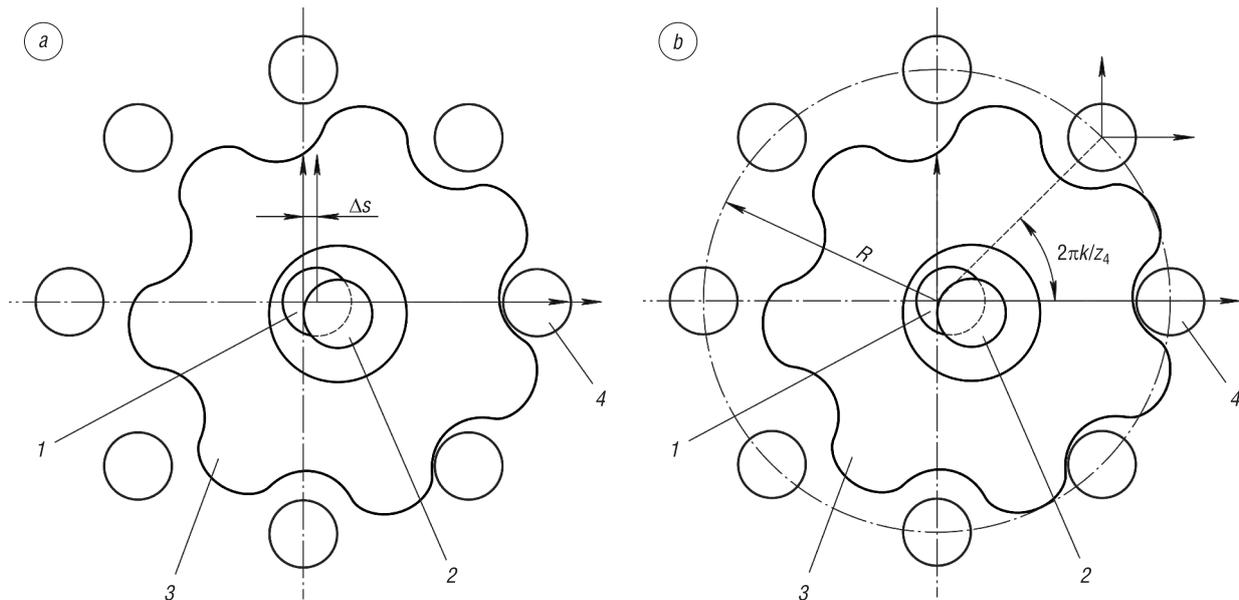


Рис. 3. Схемы расчета координат точек профиля зубьев сателлита: *a* – с учетом смещения осей  $\Delta s$ , *b* – с учетом переноса начала отсчета системы координат в центр каждого из роликов  
 Fig. 3. Schemes of calculation of coordinates of the satellite tooth profile points: *a* – with regard to axes offset  $\Delta s$ , *b* – with regard to translating of coordinate system origin at center of each roller

В результате имеется  $k$  массивов точек координат одного и того же профиля зубьев сателлита  $M_{1k} = T_{4k} \times T_3 \times T_2 \times T_1 \times M_1$  относительно систем координат, жестко связанных с центром каждого из роликов 4.

Наличие компенсирующего зазора  $\Delta r$  в зацеплении в исходном положении звеньев эксцентриковой передачи приводит к отсутствию контакта между зубьями сателлита 3 и роликами 4. Для создания контактного взаимодействия между поверхностью одного из зубьев сателлита 3 с ближайшей к нему поверхностью одного из роликов 4 необходимо сателлиту 3 из положения 5 совершить доворот вокруг оси своего вращения в направлении, противоположном вращению сателлита 3 (рис. 4, *a*). Угол доворота, обеспечивающий контактное взаимодействие профиля зубьев сателлита 3 с поверхностью одного из роликов 4, будет являться погрешностью вращения выходного звена в момент времени измерения.

Описанные матричные преобразования позволяют преобразовывать начальный массив  $M_1$  в указанные массивы координат точек с учетом углового положения входного вала 1, а также доворачивать сателлит на дискретный угол  $\Delta\varphi_j$  (см. рис. 2, *a*) до тех пор, пока не будет соблюдено условие (рис. 4, *b*)

$$x_{1k}^2 + y_{1k}^2 - (r - \Delta r)^2 \leq 0. \tag{8}$$

При несоблюдении указанного условия контакт между профилем зубьев сателлита 3 и поверхностью роликов 4 не происходит. Многократный последовательный поворот кривой профиля зубьев сателлита 3 на элементарный угол доворота  $\Delta\varphi_j$  приведет к пересечению кривой этого профиля с окружностью одного или нескольких роликов 4. Указанное пересечение может быть трактовано как контактное взаимодействие между поверхностью зубьев сателлита 3 с неподвижными роликами 4.

Погрешность вращения сателлита в момент измерения определяется с помощью следующего выражения:

$$\delta\varphi_i = \Delta\varphi \cdot j, \tag{9}$$

где  $j$  – число доворотов профиля зубьев сателлита до установления факта пересечения указанного профиля с окружностью одного или нескольких роликов 4.

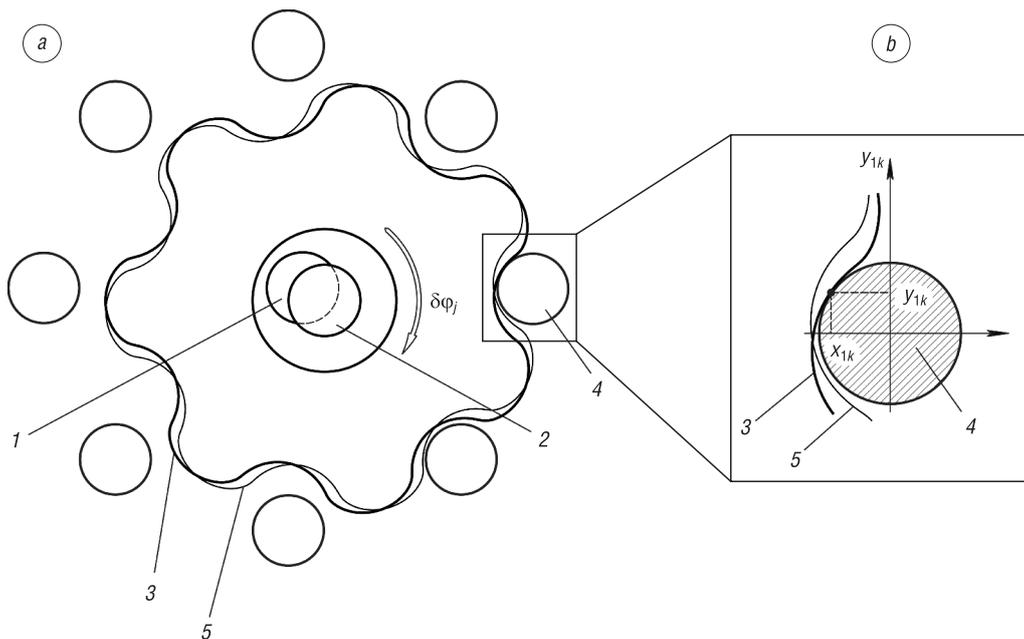


Рис. 4. Схемы определения погрешности вращения спутника: *a* – определение угла доворота спутника, обеспечивающего контактное взаимодействие в момент времени измерения; *b* – определение условия контактного взаимодействия профиля зубьев спутника 3 с окружностью ролика 4

Fig. 4. Schemes of determination of satellite rotation error: *a* – determination of satellite additional turn ensuring contact at the moment of measuring; *b* – determining of condition of contact of satellite tooth profile 3 and circle of roller 4

**Результаты исследований влияния профиля зубьев на погрешность вращения спутника передач эксцентрикового типа.** С процессами формообразования профилей зубьев спутника эксцентриковых передач можно ознакомиться в [6], где отмечено, что формообразование профиля зубьев спутника 3 может осуществляться на основе использования укороченной и удлиненной эпициклоиды. В случае использования укороченной эпициклоиды процесс формообразования происходит при меньших значениях эксцентриситета  $e$  (см. рис. 1), чем при значении, при котором

формируется профиль зуба на основе удлиненной эпициклоиды (рис. 5), при сохранении одинаковыми всех остальных параметров зацепления. К таким параметрам следует отнести число зубьев  $z_3$  спутника 3, число роликов  $z_4$ , определяемое как  $z_3 + 1$ , а также радиус  $R$ , на котором расположены центры роликов относительно оси вращения входного вала 1.

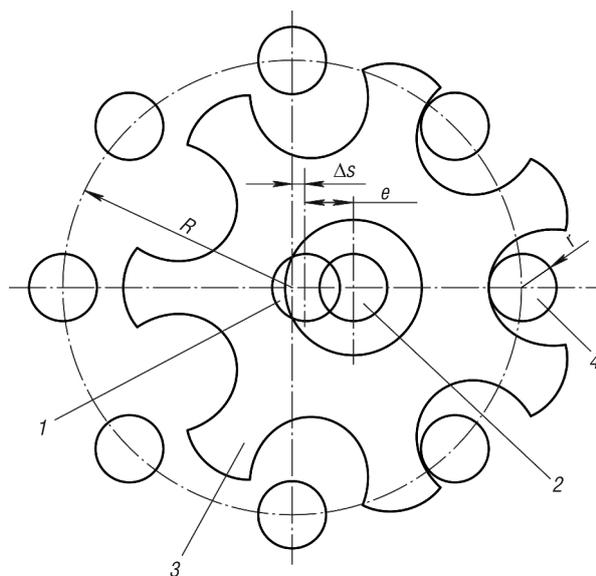


Рис. 5. Схема эксцентриковой передачи, профиль зубьев спутника которой получен на основе удлиненной эпициклоиды

Fig. 5. Scheme of eccentric gearing, the tooth profile of satellite, which is based of extended epicycloid

Исходя из предложенной в данной работе методики была разработана программа для определения погрешности вращения спутника при наличии погрешностей смещения осей  $\Delta s$  и компенсирующего зазора  $\Delta r$  в зацеплении. С ее помощью были проведены исследования, целью которых было определение влияния на рассматриваемую погрешность формы профилей зубьев спутника. Результаты исследований показаны на рис. 6 в виде графических зависимостей.

На основе данных графических зависимостей можно установить, что в эксцентриковой передаче, зубья спутника которой получены с использованием укороченной эпициклоиды,

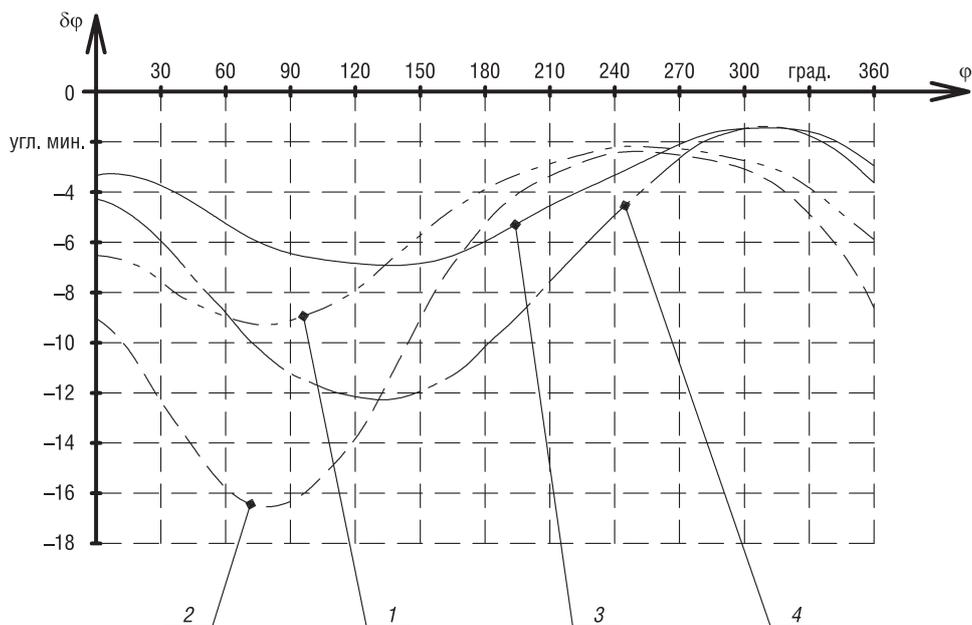


Рис. 6. Зависимости погрешности вращения сателлита от угла поворота входного вала при различных способах формообразования зубьев сателлита: 1 – укороченная эпициклоида,  $\Delta s = 0,05$  мм,  $\Delta r = 0,2$  мм; 2 – укороченная эпициклоида,  $\Delta s = 0,1$  мм,  $\Delta r = 0,2$  мм; 3 – удлиненная эпициклоида,  $\Delta s = 0,05$  мм,  $\Delta r = 0,2$  мм; 4 – удлиненная эпициклоида,  $\Delta s = 0,1$  мм,  $\Delta r = 0,2$  мм

Fig. 6. Dependencies of error of satellite turning on turning angle of input shaft for different ways of satellite tooth forming: 1 – shortened epicycloid,  $\Delta s = 0.05$  mm,  $\Delta r = 0.2$  mm; 2 – shortened epicycloid,  $\Delta s = 0.1$  mm,  $\Delta r = 0.2$  mm; 3 – extended epicycloid,  $\Delta s = 0.05$  mm,  $\Delta r = 0.2$  mm; 4 – extended epicycloid,  $\Delta s = 0.1$  mm,  $\Delta r = 0.2$  mm

при росте погрешности смещения осей от 0,05 мм до 0,10 мм погрешность вращения увеличивается от 7,2 до 14 угловых минут. В эксцентриковой передаче при формообразовании зубьев сателлита с использованием удлиненной эпициклоиды при росте в том же диапазоне погрешности смещения осей значения погрешности вращения возрастает от 5 до 10,7 угловых минут.

**Заключение.** Использование в зацеплении эксцентриковой передачи профилей зубьев сателлита, полученных на основе удлиненной эпициклоиды, снижает влияние погрешностей сборки на точность вращения ее выходного звена по сравнению с профилем, сформированным на основе укороченной эпициклоиды.

Следует отметить, что профили зубьев сателлита, сформированные на основе удлиненной эпициклоиды, были использованы при проектировании и изготовлении передач эксцентрикового типа, которые нашли практическое применение в приводных устройствах различного назначения [5, 7].

#### Список использованных источников

1. Шанников, В. М. Планетарные редукторы с внецентроидным зацеплением / В. М. Шанников. – М.: Машгиз, 1948. – 172 с.
2. Gromyko, P.N. Modeling of eccentric transmission operation in presence of elastic deformations of contacting links / P.N. Gromyko, S.N. Khatetovsky // Proceedings of the International Conference “Aviamechanical Engineering and Transport” (AviaENT). – 2018. – Vol. 158. – P. 160–164. <https://doi.org/10.2991/avent-18.2018.31>
3. Влияние погрешности звеньев прецессионной передачи на кинематическую погрешность / С. Н. Хатетовский [и др.] // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2017. – №4 – С. 109–117.
4. Литвин, Ф. Л. Теория зубчатых зацеплений / Ф. Л. Литвин. – М.: Наука, 1968. – 584 с.
5. Прецессионные редуцирующие механизмы для приводных устройств различного назначения / П. Н. Громько [и др.]. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2013. – 273 с.
6. Громько, П. Н. Использование удлиненной эпициклоиды для формообразования зубчатых поверхностей передач эксцентрикового типа / П. Н. Громько, С. Н. Хатетовский, В. Л. Юркова // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2019. – № 1 (62). – С. 14–21.
7. Зубчатые передачи и трансмиссии в Беларуси: проектирование, технология, оценка свойств / В. Б. Альгин [и др.]; под общ. ред. В. Б. Альгина, В. Е. Старжинского. – Минск: Беларус. навука, 2017. – 406 с.

## References

1. Shannikov V.M. *Planetary Gearboxes with Off-Centroid Gearing*. Moscow, Mashgiz Publ., 1948. 172 p. (in Russian).
2. Gromyko P. N., Khatetovsky S. N. Modeling of eccentric transmission operation in presence of elastic deformations of contacting links. *Proceedings of the International Conference "Aviamechanical Engineering and Transport" (AviaENT)*, 2018, vol. 158, pp. 160–164. <https://doi.org/10.2991/avent-18.2018.31>
3. Khatetovsky S. N., Gromyko P. N., Kalentionok R. A., Kapitonov A. V., Kotov I. V. The influence of errors of precessional gearing links on kinematic error. *Vestnik Belorussko-Rossiiskogo universiteta* [Bulletin of the Belarusian-Russian University], 2017, no. 4, pp. 109–117 (in Russian).
4. Litvin F.L. *Theory of Gearings*. Moscow, Nauka Publ., 1968. 584 p. (in Russian).
5. Gromyko P. N., Makarevich D. M., Dokonov L. G., Makarevich S. D., Goncharov P. S., Trusov I. V. *Precession Reduction Gearings for Driving Devices of Different Functions*. Mogilev, Belarusian-Russian University, 2013. 273 p. (in Russian).
6. Gromyko P. N., Khatetovsky S. N., Yurkova V. L. Use of an elongated epicycloide for forming gear surfaces of eccentric gears. *Vestnik Belorussko-Rossiiskogo universiteta* [Bulletin of the Belarusian-Russian University], 2019, no. 1 (62), pp. 14–21 (in Russian).
7. Al'gin V. B., Antonyuk V. E., Basinyuk V. L., Goman A. M., Gromyko P. N., Dan'kov A. M., Dragan A. V., Ishin N. N., Kane M. M. [et al.] *Gearings and Transmissions in Belarus: Design, Technology, Estimations of Properties*. Minsk, Belaruskaya navuka Publ., 2017. 406 p. (in Russian).

## Информация об авторах

*Громько Петр Николаевич* – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Металлорежущие станки и инструменты», Белорусско-Российский университет (пр. Мира, 43, 212000, Могилев, Республика Беларусь). E-mail: grom\_7@tut.by

*Хатетовский Станислав Николаевич* – кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой «Металлорежущие станки и инструменты», Белорусско-Российский университет (пр. Мира, 43, 212000, Могилев, Республика Беларусь). E-mail: mechlab@yandex.ru

*Трусов Игорь Валерьевич* – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры «Технология металлов», Белорусско-Российский университет (пр. Мира, 43, 212000, Могилев, Республика Беларусь). E-mail: verstand@yandex.ru

## Information about the authors

*Petr N. Gromyko* – D. Sc. (Engineering), Professor, Professor of the Chair “Metal-Cutting Machines and Tools”, Belarusian-Russian University (43, Mira Ave., 212000, Mogilev, Republic of Belarus). E-mail: grom\_7@tut.by

*Stanislav N. Khatetovsky* – Ph. D. (Engineering), Associate Professor, Head of the Chair “Metal-Cutting Machines and Tools”, Belarusian-Russian University (43, Mira Ave., 212000, Mogilev, Republic of Belarus). E-mail: mechlab@yandex.ru

*Igor V. Trusov* – Ph. D. (Engineering), Associate Professor, Associate Professor of the Chair “Process Metallurgy”, Belarusian-Russian University (43, Mira Ave., 212000, Mogilev, Republic of Belarus). E-mail: verstand@yandex.ru