

УДК 621.831

**П. Н. Громыко, д-р техн. наук, проф., Д. С. Галюжин, канд. техн. наук,
Л. Г. Доконов, И. В. Трусов**

РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ ИССЛЕДОВАНИЯ ПЛАВНОСТИ РАБОТЫ ПЛАНЕТАРНОЙ ПРЕЦЕССИОННОЙ ПЕРЕДАЧИ НА ОСНОВЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ МЕТОДОВ КОМПЬЮТЕРНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

Рассмотрены вопросы создания методики исследования кинематической погрешности вращения выходного вала планетарной прецессионной передачи. С этой целью были разработаны компьютерные модели звеньев исследуемой передачи и средствами САПР Adams и COSMOSMotion определены кинематические характеристики вращения выходного вала. Составленная компьютерная модель стандартной эвольвентной передачи позволила доказать, что принципы ее компьютерного моделирования могут быть перенесены и на исследования моделей ППП.

Современные машины и механизмы все больше нуждаются в малогабаритных механических приводах, имеющих относительно высокий КПД и низкую себестоимость изготовления. Механические приводы, создаваемые на основе известных видов червячных и зубчатых передач, во многих случаях не отвечают вышеуказанным требованиям. Поэтому исследования, проводимые в направлении создания и разработки новых видов механических передач, являются актуальными. Одним из прогрессивных видов механических передач являются эксцентриковые передачи. Они выгодно отличаются малогабаритностью, компактностью, возможностью передачи крутящего момента с высокими коэффициентами редуцирования. Однако для достижения требуемых эксплуатационных показателей их звенья необходимо изготавливать с высокой точностью на специализированном оборудовании, что сдерживает их серийное производство. Одной из разновидностью данных передач является планетарная прецессионная передача (ППП), особенностью которой является наклонное расположение эксцентрика на входном валу. При использовании современных методов проектирования возможно создание прогрессивных конструкций редуцирующих устройств на основе ППП с низкой себестоимостью изготовления. При этом также возможно достижение эксплуатационных показателей редуцирующих устройств на уровне луч-

ших мировых аналогов.

Использование ППП позволяет обеспечить компактность привода из-за соосного расположения входного и выходного валов. Высокая нагрузочная способность и низкая удельная материалоемкость у данных передач возможны благодаря многопарности зацепления. Все эти положительные свойства открывают широкую перспективу для применения ППП в общемашиностроительных приводах.

В Белорусско-Российском университете ведутся исследования ППП типа К–Н–V. Структурная схема ППП типа К–Н–V показана на рис. 1.

Передача работает следующим образом: при вращении входного вала 1 жестко закрепленный на нем наклонный эксцентрик приводит в колебательное движение сателлит 2; зубья сателлита 2 взаимодействуют с внутренними зубьями центрального неподвижного колеса 3, благодаря чему он получает вращательное движение; угловая муфта 4 снимает данное вращение с сателлита 2 на выходной вал передачи.

Данный вариант ППП интересен с точки зрения простоты структурной схемы, однако до настоящего времени он является малоисследованным.

В ранее проводимых исследованиях ППП использовалась теоретическая база, содержащая достаточно много допущений из-за сложности математиче-

ских моделей, описывающих процессы, происходящие при ее работах [1]. Так, например, применялась упрощенная стержневая модель ППП, при исследовании которой не учитывалась многопарность в зацеплении. Это приводило к большим погрешностям в расчетах, что отрицательно сказывалось на эксплуатационных показателях передачи. Проектирование прецессионных редукторов, как правило, осуществлялось для приводов, имеющих кратковременный режим работы. Такой

фактор, как долговечность, не исследовался, что в конечном итоге сужало область применения ППП. Недостаточно были исследованы динамические процессы, что делало невозможным их применение в приводах с повышенными требованиями к шумовым и вибрационным характеристикам. Созданные ранее методики не позволяли оценить влияние погрешности звеньев на качественные показатели работы передачи.

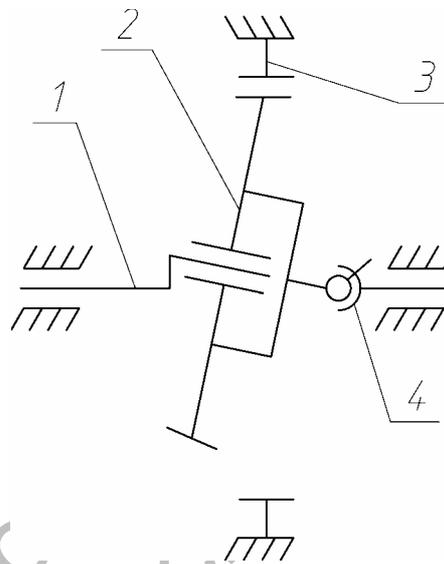


Рис. 1. Схема планетарной прецессионной передачи типа К-Н-V

Решение выше обозначенных вопросов невозможно без применения современных методов компьютерного моделирования.

Компьютерная модель – математическое описание физико-механических свойств объекта в электронном виде. Компьютерная модель ППП визуально может быть отображена на экране дисплея в виде входного вала, центрального колеса и сателлита. Методика создания компьютерных моделей звеньев ППП изложена в [2, 3].

Полученные компьютерные модели ППП исследовались в САПР Adams и COSMOSMotion. Условия и взаимосвязи на компьютерную модель ППП наложены

следующим образом. На входной вал в местах расположения подшипников опор были установлены шарниры поворота (в англ. яз. «Revolute Joint») относительно «земли», при которых детали могут совершать взаимный поворот относительно выбранной оси, на входной конец вала было наложено движение (в англ. яз. «Motion») – назначение движения одному объекту относительно другого. Центральное колесо было определено в меню программы как «земля», т. е. неподвижное. На сателлит накладывается постоянный момент сопротивления и шарниры поворота относительно входного вала. На центральное колесо и

сателлит был установлен 3D-Контакт – контакт двух и более тел с учетом особенностей их геометрии. В параметрах 3D-Контакт назначаются материалы тел, входящих в контакт, а также коэффициенты статического и динамического трений.

В результате исследований работы компьютерных моделей ППП в описанной выше среде САПР можно получить следующие зависимости: амплитуды колебаний частоты вращения выходного вала, изменение реакций в подшипниковых опорах, а также КПД от времени [4].

Плавность вращения выходного вала может быть оценена значением колебания амплитуды частоты его вращения только в случае определения критерия, определяющего допустимые границы значений указанных колебаний. В качестве критерия, оценивающего величину колебания

амплитуды частоты вращения выходного вала, была выбрана амплитуда указанных колебаний стандартной эвольвентной передачи с таким же передаточным отношением. Эвольвентные зубчатые передачи широко применяются в машинах и механизмах, поэтому амплитуда их колебаний может быть выбрана в качестве критерия для новых видов механических передач.

В связи с вышесказанным на основе имеющихся программных модулей по расчету и построению эвольвентных зубчатых колес была создана компьютерная модель (рис. 2). Передаточное отношение, а также кинематические и силовые характеристики для компьютерной модели стандартной эвольвентной передачи выбраны такие же, как и для компьютерной модели исследуемой ППП.

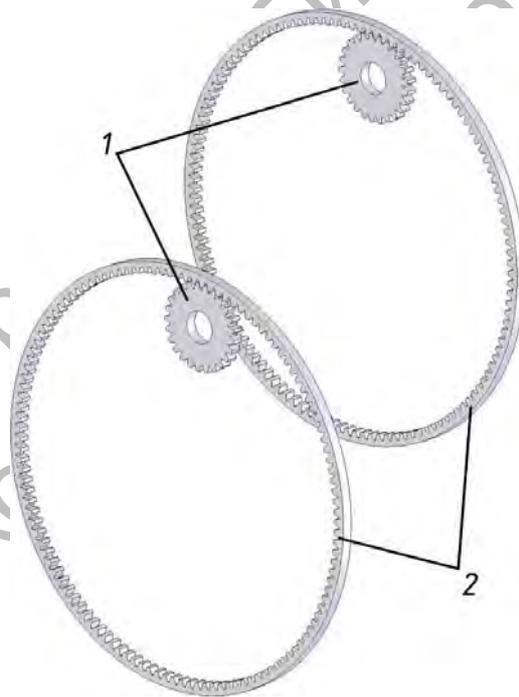


Рис. 2. Общий вид компьютерной модели стандартной эвольвентной цилиндрической передачи с передаточным отношением 25: 1 – шестерня, 2 – колесо

В результате исследования модели эвольвентной передачи можно определить изменение частоты вращения и угла поворота на выходном зубчатом колесе

во времени. На основании получаемых колебаний угла поворота выходного зубчатого колеса можно перейти к угловой, а затем к линейной кинематической по-

грешностям и оценить адекватность составленной модели.

Так, например, для оценки колебаний выходного вала компьютерной модели ППП, имеющей передаточное отношение 25, была создана компьютерная модель стандартной эвольвентной передачи (см. рис. 2), состоящая из четырех колес, выполненных по восьмой степени точности, с передаточным отношением, равным 25. На входное колесо была по-

дана частота вращения 1500 мин^{-1} , а на выходной вал приложен постоянный момент сопротивления 200 Н·м.

В результате анализа компьютерной модели эвольвентной передачи были получены графические зависимости колебаний частоты вращения и угла поворота выходного вала от времени, представленные на рис. 3 и 4.

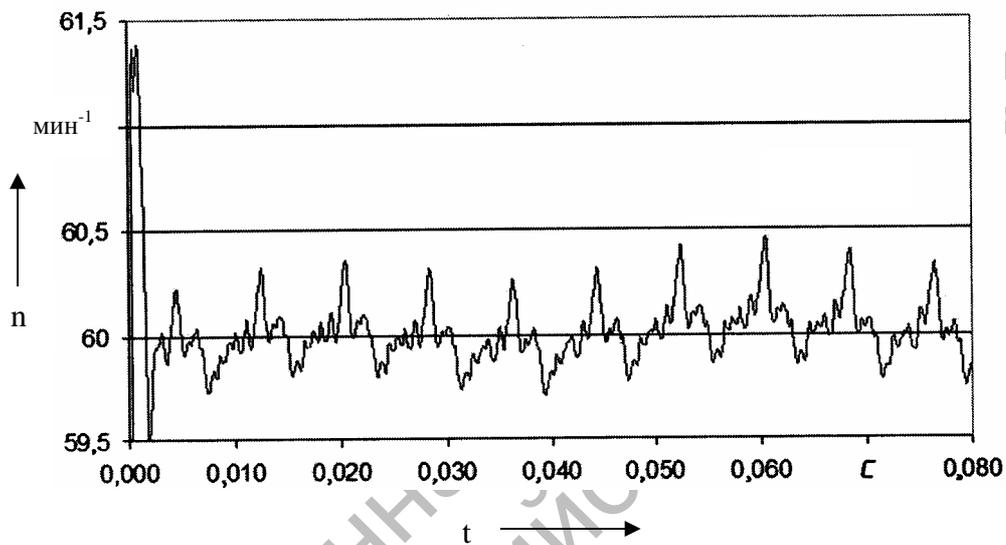


Рис. 3. Зависимость частоты вращения выходного вала от времени

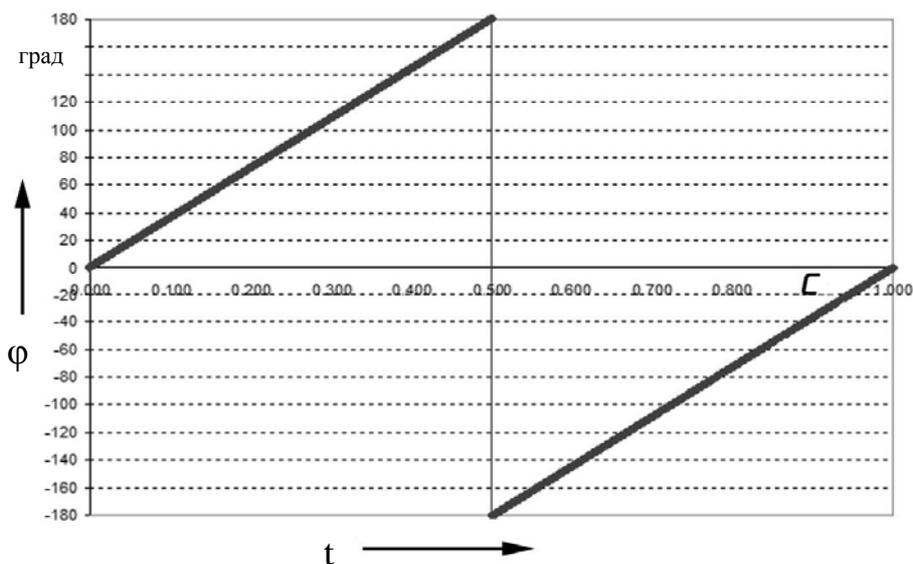


Рис. 4. Зависимость изменения угла поворота выходного вала за один оборот

График, приведенный на рис. 3, используется для сравнительной оценки компьютерной модели эвольвентной передачи с ППП, а график, приведенный на рис. 4, необходим для сопоставления эвольвентной передачи с нормами ГОСТ 1643–81 [5].

На основе графика (рис. 5) произведем сопоставление результатов исследований стандартной эвольвентной передачи с нормами ГОСТа на кинематическую погрешность.

Определение суммарной кинематической погрешности эвольвентной передачи осуществляется по следующему выражению:

$$F'_{\Sigma} = F_{II} + \frac{1}{U_I} F_{III}, \quad (1)$$

Табл. 1. Расчет суммарной кинематической погрешности для эвольвентной передачи с передаточным отношением 25

m, мм	z ₁	z ₂	F _{p1} , мкм	F _{p2} , мкм	f _{f1} , мкм	f _{f2} , мкм	F' _{II} , мкм	F' _{III} , мкм	U _I	F' _Σ , мкм
3	25	125	125	63	18	14	220	220	5	264

Таким образом, линейное значение кинематической погрешности для двухступенчатого редуктора со стандартной эвольвентной передачей с передаточным отношением 25 равно 264 мкм.

На основе полученного графика колебаний угла поворота выходного вала (см. рис. 4) можно перейти к кинематической погрешности компьютерной модели стандартной эвольвентной передачи в угловых минутах. Для сравнения с параметрами ГОСТ 1643–81 [5] необходимо полученную угловую кинематическую погрешность перевести в линейную. Полученная линейная кинематическая погрешность F от количества измерений N за один оборот представлена на рис. 5. На полученном графике максимальный размах составляет 3,2'. Для перевода угловой кинематической погрешности в линейную имеем формулу

$$F_{\text{лн}} = \frac{R_k \cdot 10^3 \cdot \delta \cdot \pi}{60 \cdot 180} = \frac{R_k \cdot \delta \cdot \pi}{10,8}, \quad (2)$$

где F'_{II} и F'_{III} – суммарные допуски на кинематические погрешности по ступеням передачи, мкм; U_I – передаточное отношение первой ступени.

Кинематические погрешности первой и второй ступени определяются так:

$$F'_{II} = F_{p1} + f_{f1};$$

$$F'_{III} = F_{p2} + f_{f2},$$

где F_{p1}, F_{p2} – допуски на накопленную погрешность шага по ступеням передачи соответственно, мкм; f_{f1}, f_{f2} – допуски на погрешность профиля зуба по ступеням соответственно, мкм.

Полученные результаты представим в виде табл. 1.

где F_{у2л} – суммарная кинематическая погрешность передачи, мкм; R_k – радиус вершин выходного колеса, мм; δ – максимальный размах угловой кинематической погрешности.

В результате получаем 174,5 мкм. Таким образом, можно сделать вывод о том, что составленная компьютерная модель стандартной эвольвентной передачи адекватна, а, следовательно, принципы компьютерного моделирования могут быть перенесены и на исследования моделей ППП. Однако в качестве критерия использовать кинематическую погрешность в связи с достаточно сложными преобразованиями неудобно. Целесообразней использовать амплитуду колебаний частоты вращения выходного вала, равную для данного передаточного отношения 0,5 мин⁻¹, получаемую в результате работы компьютерной модели без дополнительных преобразований.

Для определения амплитуды колебаний частоты выходного вала ППП бы-

ла создана компьютерная модель с передаточным отношением 25. Результатом исследования данной модели явилось получение зависимости частоты вращения выходного вала от времени (рис. 6) с наложенной на него зависимостью, ранее полученной для стандартной эвольвентной передачи.

В связи с использованием упрощенной компьютерной модели, т. е. без угловой муфты для снятия вращения с сателлита, значение частоты вращения снимается с оси вращения сателлита, а не

с оси вращения выходного вала. Поэтому необходимо математически описать зависимости угловой скорости относительно оси сателлитного колеса и угловой скорости относительно оси выходного вала. Это позволит ввести соответствующие корректировки в получаемые результаты. Рассмотрим распределение угловых скоростей на звеньях системы. Общий вид распределения угловых скоростей для ППП представлен на рис. 7.

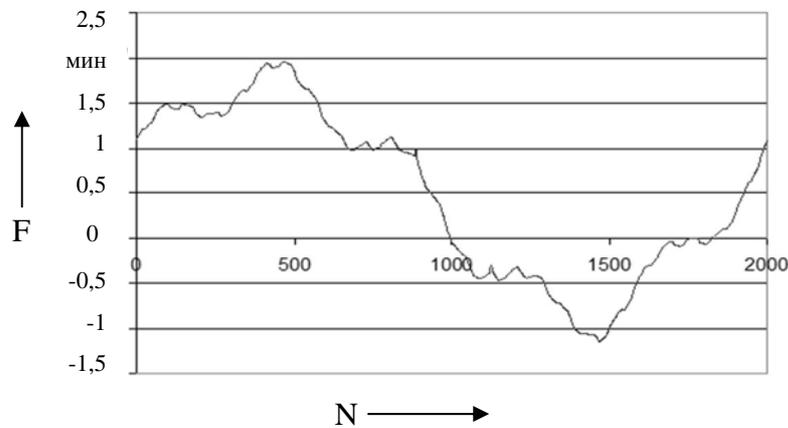


Рис. 5. График смоделированной кинематической погрешности

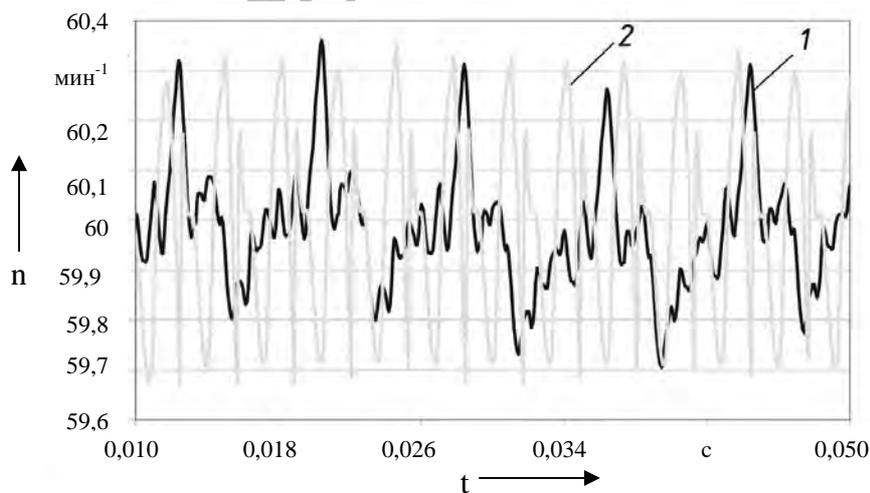


Рис. 6. Зависимость колебаний частоты вращения выходного вала от времени: 1 – в стандартной эвольвентной зубчатой передаче; 2 – в планетарной прецессионной передаче типа К–Н–V

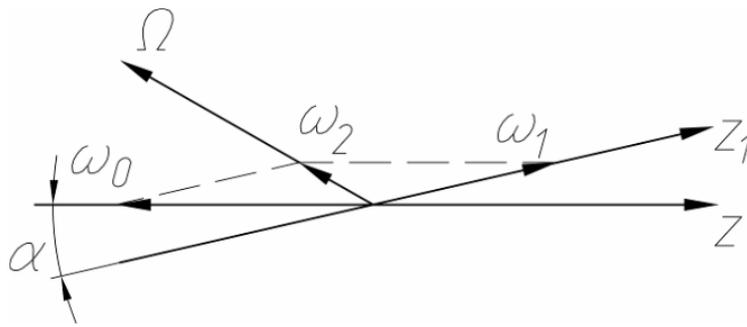


Рис. 7. Схема распределения угловых скоростей в ППП

На основе схемы, изображенной на рис. 7, имеем векторные уравнения:

$$\overline{\omega_{\text{вых}}} = \overline{\omega_0} + \overline{\omega_1}; \quad (3)$$

$$\overline{\omega_2} = \overline{\omega_1} + \overline{\omega_0}; \quad (4)$$

$$\omega_1 = -\omega_0 \cdot \frac{z_1}{z_2}, \quad (5)$$

где ω_0 – угловая скорость входного вала; ω_1 – угловая скорость сателлита относительно наклонной оси входного вала; ω_2 – абсолютная угловая скорость сателлита.

Проекция угловой скорости сателлита $\omega_2^{z_1}$ на ось вращения выходного вала определяется по формулам:

$$\omega_2^{z_1} = -\omega_0 + \omega_0 \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \cos(\alpha); \quad (6)$$

$$\omega_{\text{вых}} = -\omega_0 + \omega_0 \cdot \frac{z_1}{z_2}, \quad (7)$$

где z_1 – число зубьев центрального колеса; z_2 – число зубьев сателлита; α – угол нутации.

Учитывая, что угловая скорость выходного вала определяется из выражения (7), вводим поправочный коэффициент k :

$$k = \frac{\omega_{\text{вых}}}{\omega_2^{z_1}}. \quad (8)$$

В дальнейшем с помощью данного коэффициента вводится корректировка в

графики зависимости частоты вращения выходного вала от времени.

На основе предлагаемой выше методики были проведены исследования влияния формы контактирующих зубьев планетарной прецессионной передачи на плавность вращения выходного вала. В результате данных исследований была доказана возможность использования в зацеплении ППП эвольвентного профиля зубьев центрального колеса, а также зубьев сателлита, полученных методом двойного рабочего хода инструмента [6]. Результаты исследований позволили разработать конструкцию прецессионного мотор-редуктора, который успешно прошел эксплуатационные испытания в составе бетонозаглаживающей машины СО-170 на полигоне ОАО «МИСОМ-ОП» (г. Минск).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Стаценко, А. А. Повышение КПД планетарных прецессионных передач типа 2К-Н, работающих в режиме малоцикловых нагрузок, на основе рационального выбора конструктивных параметров : дис. ... канд. техн. наук : 05.02.02 : защищена 20.06.05 : утв. 23.11.05 / Стаценко Андрей Анатольевич. – Могилев, 2005. – 183 с. – Библиогр. : с. 100–110. – 0317.
2. Громько, П. Н. Моделирование на ЭВМ сателлитного колеса коническо-цилиндрической прецессионной передачи / П. Н. Громько, С. Н. Хатетовский // Теория и практика машиностроения. – 2005. – № 1. – С. 21–24.
3. Галюжин, Д. С. Моделирование работы коническо-цилиндрического прецессионного

редуктора / Д. С. Галюжин, Л. Г. Доконов // Новые материалы, оборудование и технологии в промышленности : материалы респ. науч-техн. конф. аспирантов, магистрантов и студентов – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2005. – С. 24.

4. **Галюжин, Д. С.** Применение математической модели в исследовании динамики коническо-цилиндрической прецессионной передачи // Вестн. МГТУ. – 2004. – № 1. – С. 22–24.

5. **ГОСТ 1643–81.** Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски. – М. : Изд-во стандартов, 1981. – 68 с.

6. **Громыко, П. Н.** Формообразование пространственных зубьев сателлита коническо-цилиндрической прецессионной передачи традиционными методами зубообработки / П. Н. Громыко, С. Н. Хатетовский, Л. Г. Доконов // Вестн. МГТУ. – 2004. – № 1. – С.34–36.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 15.01.2007

**P. N. Gromyko, D. S. Galuzhin,
L. G. Dokonov, I. V. Trusau**
**Development of the research technique
of the kinematical error of the planetary
precession transmission target shaft rotation
using computer modelling methods**
Belarusian-Russian University

Here are considered questions of the kinematical error of the planetary precession transmission target shaft rotation research technique creation. With this purpose computer models of researched transmission links have been developed by means of CAD Adams and COSMOSMotion and kinematical characteristics of a target shaft rotation have been determined. Computer model of standard involute transmission has allowed to prove, that principles of its computer modeling can be used also for researches of planetary precession transmission models.