

УДК 621.83.06

## КОМПЬЮТЕРНОЕ 3D-МОДЕЛИРОВАНИЕ КОНСТРУКЦИЙ И КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ПЛАНЕТАРНЫХ МАЛОГАБАРИТНЫХ ПЕРЕДАЧ

канд. техн. наук, доц. А.В. КАПИТОНОВ; К.В. САСКОВЕЦ; А.И. КАСЬЯНОВ  
(Белорусско-Российский университет, Могилев)

*Представлены разработанные авторами конструкции и компьютерные модели одноступенчатых и двухступенчатых радиально-плунжерных шариковых редукторов. Рассматривается моделирование многоступенчатых редукторов, которое выполнялось с использованием разработанного модульного принципа автоматизированного проектирования. Для оценки кинематики и динамики исследуемых передач разработаны модели, позволяющие определить угловую скорость, угловое ускорение, силы и моменты в передачах в условиях, близких к эксплуатационным. Для оценки кинематической точности передачи разработана модель и получены угловые перемещения выходного вала редуктора с моделируемой нагрузкой. Проанализирован амплитудно-частотный спектр, полученный разложением функции кинематической погрешности планетарной радиально-плунжерной передачи в ряд Фурье.*

**Ключевые слова:** планетарная малогабаритная передача, компьютерное моделирование, кинематическая и динамическая модели.

В приводах машин и механизмов широко используются механические передачи. Современная промышленность все больше нуждается в малогабаритных передачах с широкими кинематическими возможностями в части достижения больших передаточных отношений. Снижение материалоемкости машин и трудоемкости их изготовления является важной задачей по созданию новой техники. Планетарные передачи с промежуточными телами качения шариками и роликами имеют небольшие габаритные размеры, большие передаточные отношения в одной ступени, малые осевые размеры, а также невысокую стоимость изготовления. Для этих передач ранее были проведены расчеты и исследования их геометрических параметров, сил в зацеплении, прочностные расчеты, проведена оценка КПД. Однако кинематические характеристики передач, такие как угловые перемещения, скорости и ускорения, а также кинематическая погрешность при рабочей нагрузке, характеризующаяся нормами кинематической точности и плавности работы, еще недостаточно изучены. Мало изучены и способы изготовления наиболее ответственных деталей зацепления с периодическими беговыми дорожками.

Наиболее полное исследование современных типов торцовых планетарных шариковых и роликовых передач проведено М.Ф. Пашкевичем. В его работах была решена проблема создания основ проектирования планетарных шариковых и роликовых передач торцового типа, относящаяся к разряду важных проблем в деле освоения таких передач и в рамках опытных образцов, и на уровне серийного производства. Ученым предложен новый тип планетарных шариковых и роликовых передач – планетарные кулачково-плунжерные передачи, объединяющие радиально-плунжерные (в простейшем случае – эксцентриковые) и аксиально-плунжерные передачи. В настоящее время исследования этих передач продолжаются [1].

**Основная часть.** Планетарные шариковые и роликовые передачи независимо от конструктивного исполнения обладают общими признаками: они содержат сателлиты в виде шариков или роликов, сепараторы – водила для размещения сателлитов, снабженные прорезями, а также пазовые или периферические кулачки, образующие дорожки для сателлитов. При работе передач шарики или ролики выполняют функции толкателей кулачковых механизмов, а их сепараторы (водила) – функции направляющих этих механизмов. Таким образом, каждая из простейших планетарных шариковых и роликовых передач может быть получена путем объединения двух кулачковых механизмов в единый механизм с общими толкателями. Объединением трех и более кулачковых механизмов могут быть получены более сложные по кинематике типы планетарных передач с шариковыми и роликовыми сателлитами. Созданы различные типы таких передач, отличающиеся конструктивными признаками образующих их кулачковых механизмов [1; 2].

Планетарные кулачково-плунжерные передачи представляют собой конструктивную разновидность планетарных шариковых или роликовых передач торцового типа [1]. Они содержат два кулачка, между которыми в направляющих или сепараторе размещены плунжеры. Радиально-плунжерная передача содержит кулачок, связанный с ведущим валом, кулачок, представляющий собой центральное колесо с периодическим профилем на внутренней поверхности, сепаратор и плунжеры. При вращении ведущего кулачка плунжеры перемещаются в радиальном направлении.

Для оценки работоспособности и установления оптимальных геометрических параметров разработаны конструкции и компьютерные модели одноступенчатых и двухступенчатых радиально-плунжерных

шариковых редукторов с передаточными отношениями от 6 до 900 и значениями передаваемой мощности до 1,5 кВт [3; 4].

На рисунке 1 показана 3D-модель разработанного планетарного радиально-плунжерного редуктора, выполненная в SolidWorks. Редуктор имеет одну ступень. Передаточное отношение равно семи. Редуктор состоит: из вала ведущего 1; эксцентрика 2; сепаратора (водило) 3, выполненного вместе с выходным валом; центрального колеса 4; подшипника ведущего звена 5, установленного на эксцентрик; опорного подшипника 6 для установки ведущего вала в отверстие сепаратора; шаров-сателлитов 7.

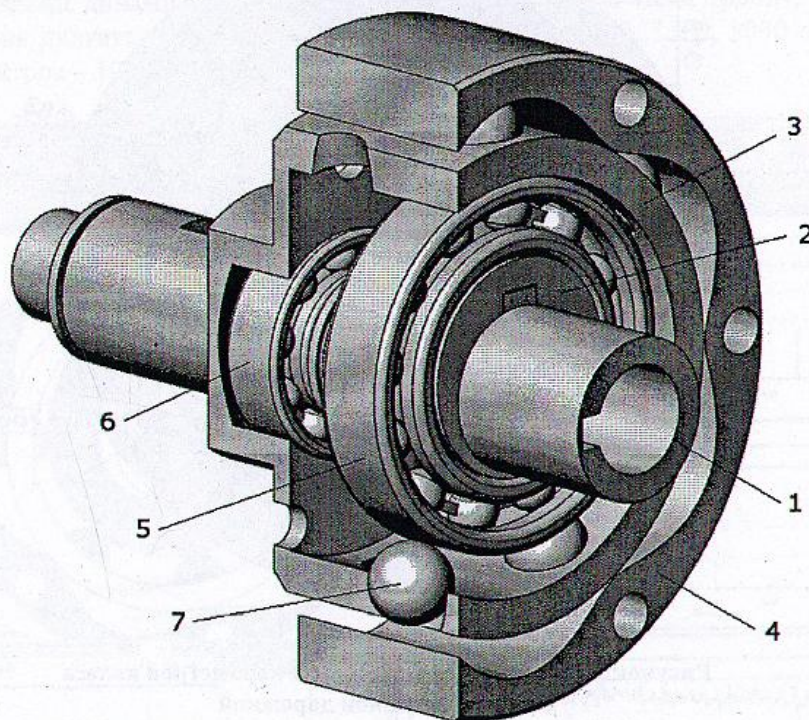


Рисунок 1. – Модель одноступенчатого планетарного радиально-плунжерного редуктора

При вращении ведущего вала 1 эксцентрик 2, установленный на этом валу с подшипником 5, воздействуют на шары-сателлиты 7, входящие в зацепление с многопериодной дорожкой колеса 4 и отверстиями сепаратора 3. Количество шаров равно семи, и на единицу больше, чем количество периодов дорожки колеса 4, поэтому за один оборот ведущего звена система шаров повернется совместно с сепаратором 3 на один угловой период многопериодной дорожки колеса 4. При этом обеспечивается передаточное отношение одной ступени  $i$ , равное 7. На рисунке 1 показан один ряд шаров, установленных в отверстиях сепаратора. Для устранения дисбаланса в передаче может быть установлен второй ряд шаров, расположенных в отверстиях сепаратора 3 в противофазе эксцентриситету эксцентрикового ведущего звена.

В системе SolidWorks были разработаны модели основных деталей редуктора. Также были смоделированы другие детали редуктора, в том числе и унифицированные. В CAD модуле программы получена модель сборки редуктора и проведена проверка сборки на наличие зазоров и интерференции деталей при моделировании вращения, так как пересечение компонентов приводит к заклиниванию узлов механизма при работе, а большие зазоры ухудшают кинематические и динамические характеристики передачи. Для обеспечения высокой точности сборки редуктора были установлены допустимые отклонения размеров на контактирующих поверхностях механизма. Моделирование многоступенчатых редукторов выполнялось с использованием разработанного модульного принципа автоматизированного проектирования. В конструкции редуктора были выделены основные типовые узлы (модули), сочетания которых позволяют осуществлять узловую сборку редукторов с различным числом ступеней.

На рисунке 2 показана схема геометрических параметров колеса с многопериодной дорожкой. В планетарной радиально плунжерной шариковой передаче многопериодная дорожка для сателлитов (шаров) образована фрезой, перемещающейся по периодической кривой, описываемой уравнением [1; 2]:

$$\rho_z = \sqrt{R^2 - A^2 \sin^2 z_2 \varphi} + A \cos z_2 \varphi, \quad (1)$$

где  $A$  – амплитуда периодической кривой;  $R$  – радиус средней окружности;  $z_2$  – число периодов дорожки.

На рисунке 2 показаны периодическая кривая с шестью периодами и эквидистантная кривая большего радиуса, полученная смещением периодической кривой на 7,5 мм. Многопериодная дорожка, по которой перемещаются шары-сателлиты, получена фрезой диаметром 15 мм. Остальные геометрические параметры колеса следующие:  $A = 3,75$  мм;  $D = 83$  мм;  $R = 41,5$  мм;  $z_2 = 6$ .

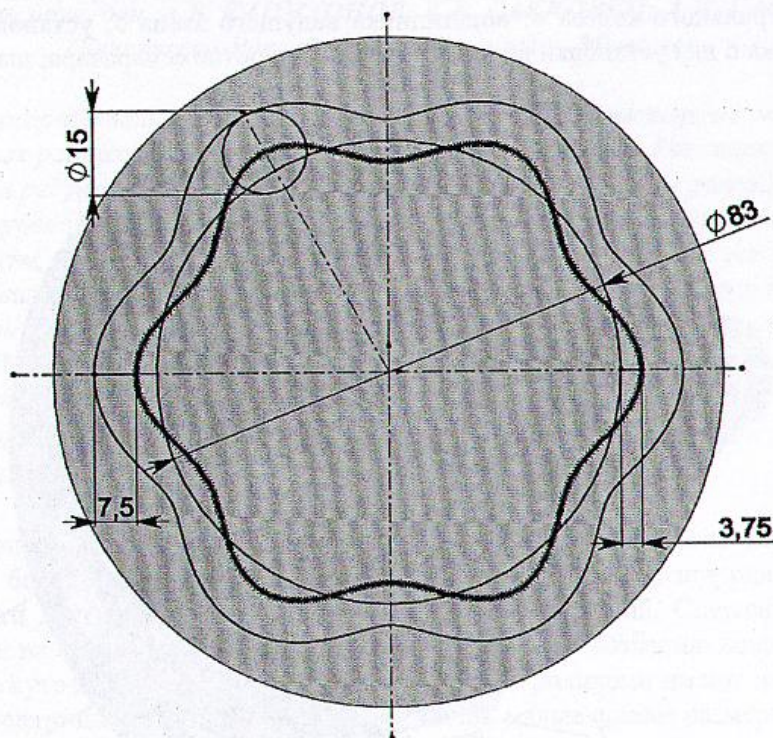


Рисунок 2. – Схема геометрических параметров колеса с многопериодной дорожкой

Однопериодная дорожка представляет собой поверхность подшипника 5 (см. рис. 1).

Ось, по которой перемещаются шары-сателлиты, находясь в контакте с этой дорожкой, расположена эквидистантно поверхности подшипника 5 и описывается уравнением смещенной окружности, соответствующим уравнению (1), при  $z_2 = 1$ :

$$\rho_1 = \sqrt{R^2 - A^2 \sin^2 \varphi} + A \cos \varphi. \quad (2)$$

Передаточное отношение исследуемых передач определяется по формуле [1; 2]:

$$i = \frac{z_1 \pm z_2}{z_1}, \quad (3)$$

где  $z_1$  – число периодов ведущей дорожки;  $z_2$  – число периодов многопериодной дорожки колеса.

Знаки плюс и минус в формуле (3) принимаются в зависимости от вращения ведущего звена (эксцентрика и подшипника) и шаров-сателлитов в одном или противоположных направлениях.

При  $z_1 = 1$  для одной ступени редуктора передаточное отношение равно числу шаров-сателлитов в одном ряду.

Для оценки кинематики и динамики исследуемых передач разработаны модели, позволяющие определить угловую скорость, угловое ускорение, силы и моменты в передачах в условиях, близких к эксплуатационным. Модели разработаны в CAD системе программного продукта SolidWorks. Моделирование проведено в приложении SolidWorks Motion.

На рисунке 3 показано окно программы SolidWorks Motion, в котором созданы кинематическая и динамическая модели планетарного одноступенчатого радиально-плунжерного редуктора.

Вначале была создана модель сборки редуктора с установкой оптимальных условий сопряжений поверхностей деталей, проведена проверка интерференции в зацеплении при моделировании вращения и наличия и величины зазоров. Так как рассчитанные оптимизированные геометрические параметры деталей редуктора не исключают наличие в объемных твердотельных моделях интерференции, были приняты

решения по ее устранению. При создании кинематической и динамической моделей устанавливались следующие параметры:

- частота вращения двигателя;
- контакты твердотельных сопрягающихся поверхностей деталей;
- момент на выходном звене;
- материалы деталей и их механические свойства;
- скорости и коэффициенты статического и динамического трения;
- свойства упругости деталей и др.

При моделировании динамики учитывались объемные силы и силы трения, упругие деформации. Частота вращения двигателя принималась равной 100, 500, 1000, 1500, 3000 об/мин. Момент на выходном звене редуктора – 10, 20, 40, 60, 80, 100 Нм.

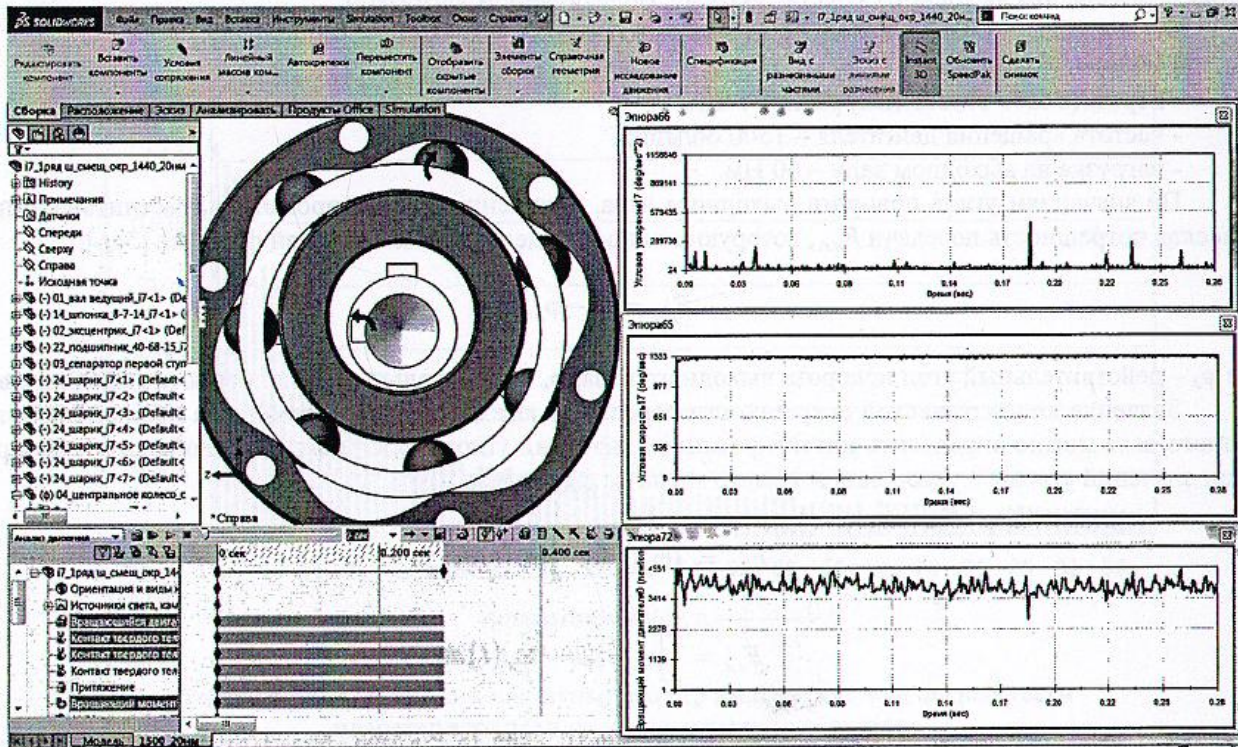


Рисунок 3. – Кинематическая и динамическая модели планетарного радиально-плунжерного редуктора

На рисунке 4 представлен график зависимости угловой скорости выходного вала от времени планетарного радиально-плунжерного редуктора с передаточным отношением, равным семи, и угловой скоростью двигателя 1500 об/мин за один оборот выходного вала.

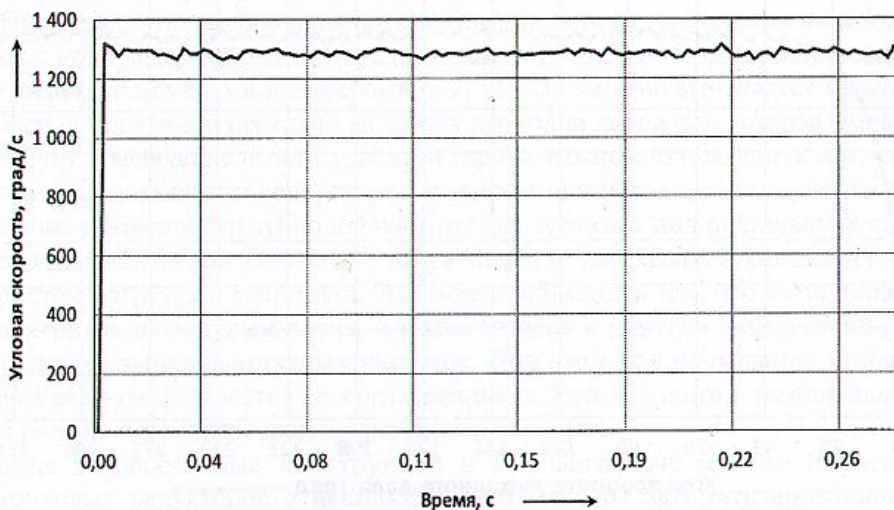


Рисунок 4. – Зависимость угловой скорости выходного вала от времени планетарного радиально-плунжерного редуктора

График (см. рис. 4) получен в результате моделирования кинематики и динамики радиально-плунжерной передачи.

Анализ графика свидетельствует о том, что непостоянство угловой скорости выходного вала редуктора незначительно и ее колебания не превышают пяти процентов от номинального значения, что характеризует высокую плавность вращения разработанной конструкции передачи.

Видно, что в момент пуска двигателя угловая скорость резко возрастает, приводя тем самым к удару в зацеплении. Непостоянство угловой скорости возникает вследствие наличия зазоров, вхождения сателлитов с ударами в зацепление, упругих деформаций деталей.

Как показали результаты моделирования, с увеличением частоты вращения двигателя разность между наибольшей и наименьшей угловой скоростью выходного вала редуктора увеличивается.

Для оценки кинематической точности передачи разработана компьютерная модель и получены угловые перемещения выходного вала редуктора с моделируемой нагрузкой.

Модель разработана в системе программного продукта SolidWorks Motion.

В модели были заданы:

- передаточное отношение, равное семи;
- частота вращения двигателя – 1500 об/мин;
- нагрузка на выходном валу – 60 Нм.

По значениям углов поворота выходного вала, полученным моделированием, рассчитана кинематическая погрешность передачи  $F_{к.п.}$ , которую можно определить по следующей формуле [5; 6]:

$$F_{к.п.} = \varphi_{\partial} - \varphi_{н}, \quad (4)$$

где  $\varphi_{\partial}$  – действительный угол поворота выходного вала;  $\varphi_{н}$  – номинальный угол поворота выходного вала.

Значение кинематической погрешности передачи в каждый момент времени за полный оборот выходного вала можно определить интегрированием значений угловой скорости или двойным интегрированием значений углового ускорения ведомого звена по формулам:

$$F_{к.п.} = \int \omega_{\partial}(t) dt - \int \omega_{н}(t) dt; \quad (5)$$

$$F_{к.п.} = \iint \varepsilon_{\partial}(t) dt - \int \omega_{н}(t) dt. \quad (6)$$

Здесь  $\omega_{\partial}$  – действительная угловая скорость выходного вала редуктора, полученная моделированием;  $\omega_{н}$  – номинальная угловая скорость выходного вала редуктора;  $\varepsilon_{\partial}$  – действительное угловое ускорение выходного вала редуктора, полученное моделированием.

На рисунке 5 показан график кинематической погрешности передачи, полученный в результате математической обработки результатов моделирования.

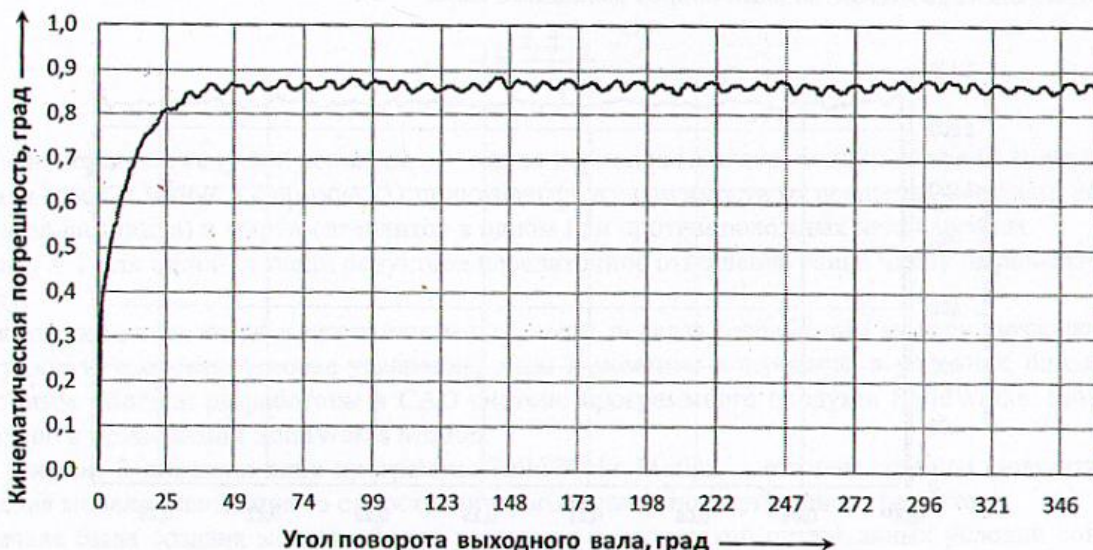


Рисунок 5. – Зависимость кинематической погрешности планетарного радиально-плунжерного редуктора от углов поворота выходного вала, полученных моделированием

График (см. рис. 4) получен в результате моделирования кинематики и динамики радиально-плунжерной передачи.

Анализ графика свидетельствует о том, что непостоянство угловой скорости выходного вала редуктора незначительно и ее колебания не превышают пяти процентов от номинального значения, что характеризует высокую плавность вращения разработанной конструкции передачи.

Видно, что в момент пуска двигателя угловая скорость резко возрастает, приводя тем самым к удару в зацеплении. Непостоянство угловой скорости возникает вследствие наличия зазоров, вхождения сателлитов с ударами в зацепление, упругих деформаций деталей.

Как показали результаты моделирования, с увеличением частоты вращения двигателя разность между наибольшей и наименьшей угловой скоростью выходного вала редуктора увеличивается.

Для оценки кинематической точности передачи разработана компьютерная модель и получены угловые перемещения выходного вала редуктора с моделируемой нагрузкой.

Модель разработана в системе программного продукта SolidWorks Motion.

В модели были заданы:

- передаточное отношение, равное семи;
- частота вращения двигателя – 1500 об/мин;
- нагрузка на выходном валу – 60 Нм.

По значениям углов поворота выходного вала, полученным моделированием, рассчитана кинематическая погрешность передачи  $F_{к.п.}$ , которую можно определить по следующей формуле [5; 6]:

$$F_{к.п.} = \varphi_{\delta} - \varphi_{н}, \quad (4)$$

где  $\varphi_{\delta}$  – действительный угол поворота выходного вала;  $\varphi_{н}$  – номинальный угол поворота выходного вала.

Значение кинематической погрешности передачи в каждый момент времени за полный оборот выходного вала можно определить интегрированием значений угловой скорости или двойным интегрированием значений углового ускорения ведомого звена по формулам:

$$F_{к.п.} = \int \omega_{\delta}(t) dt - \int \omega_{н}(t) dt; \quad (5)$$

$$F_{к.п.} = \iint \varepsilon_{\delta}(t) dt - \int \omega_{н}(t) dt. \quad (6)$$

Здесь  $\omega_{\delta}$  – действительная угловая скорость выходного вала редуктора, полученная моделированием;  $\omega_{н}$  – номинальная угловая скорость выходного вала редуктора;  $\varepsilon_{\delta}$  – действительное угловое ускорение выходного вала редуктора, полученное моделированием.

На рисунке 5 показан график кинематической погрешности передачи, полученный в результате математической обработки результатов моделирования.

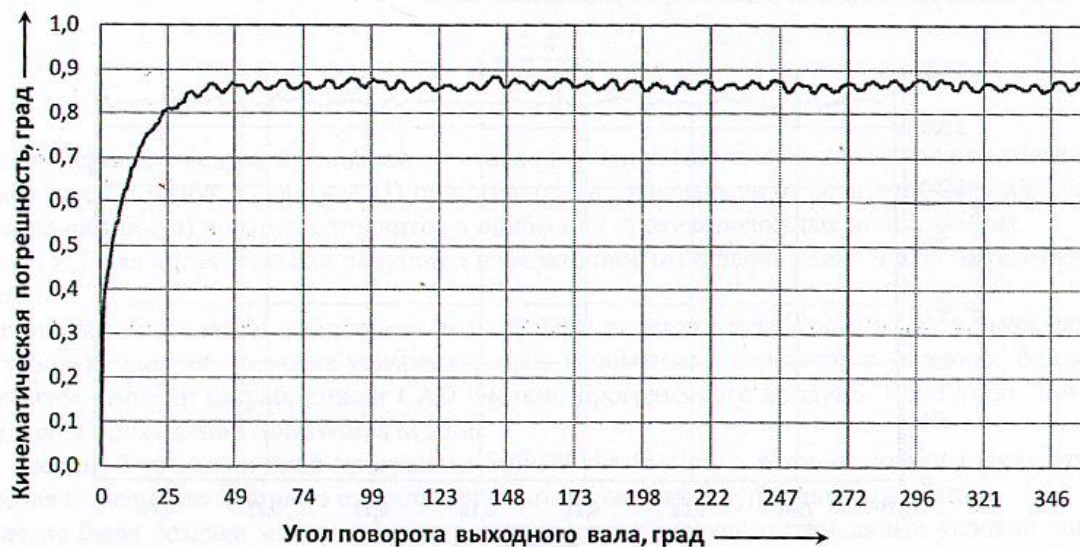


Рисунок 5. – Зависимость кинематической погрешности планетарного радиально-плунжерного редуктора от углов поворота выходного вала, полученных моделированием

Данные, полученные в результате проведенного исследования кинематики и динамики редукторов, позволили рассчитать кинематическую погрешность передачи, ее амплитудно-частотный спектр и провести их анализ, благодаря которому установлены конструктивные и технологические причины кинематических погрешностей.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Планетарные кулачково-плунжерные передачи. Проектирование, контроль и диагностика / М.Ф. Пашкевич [и др.]. – Могилев : Беларус.-Рос. ун-т, 2003. – 221 с.
2. Пашкевич, М.Ф. Планетарные шариковые и роликовые редукторы и их испытания / М.Ф. Пашкевич, В.В. Геращенко. – Минск : БелНИИИТИ, 1992. – 248 с.
3. Капитонов, А.В. Исследование эксплуатационных характеристик планетарных эксцентриковых передач с модифицированным профилем зубьев / А.В. Капитонов, В.М. Пашкевич // Вестн. Брян. гос. техн. ун-та. – 2015. – № 3 (47). – С. 34–39.
4. Автоматизированное проектирование конструкций малогабаритных радиально-плунжерных редукторов с использованием современных САПР / А.В. Капитонов [и др.] // Вестн. Беларус.-Рос. ун-та. – 2015. – № 3 (48). – С. 25–32.
5. Тайц, Б.А. Точность и контроль зубчатых колес / Б.А. Тайц. – М. : Машиностроение, 1972. – 367 с.
6. Исследование кинематической погрешности планетарного эксцентрикового редуктора / А.В. Капитонов [и др.] // Вестн. Беларус.-Рос. ун-та. – 2014. – № 3. – С. 14–24.

Поступила 09.03.2016

#### COMPUTER 3D MODELLING OF DESIGNS AND KINEMATIC PARAMETERS OF PLANETARY SMALL-DIMENSIONED TRANSMISSIONS

A. KAPITONOV, K. SASKOVETS, A. KASYANOV

*Designs and computer models of single-stage and two-stage radial plunger ball reducers are developed. Modeling of multistage reducers was performed with use of the developed modular principle of the automated design. The models allowing to determine angular speed, angular acceleration, forces and torques in the transmissions at the conditions close to the operational are developed for an assessment of kinematics and dynamics of the studied transmissions. The model is developed for a kinematic transmission accuracy assessment and angular movements of an output shaft of the reducer with the simulated loading are got. The analysis of the amplitude-frequency spectrum got by decomposition of a kinematic error function of planetary radial plunger transmission in the Fourier series is performed.*

**Keywords:** compact planetary transmission, computer modeling, kinematic and dynamic models.