

**МЕТОДИКА ПРОЕКТИРОВАНИЯ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ
МЕХАНИЗМОВ ПРИВОДОВ РАЗЛИЧНОГО НАЗНАЧЕНИЯ**Д. В. Вавилов^{1*}, Р. С. Лукин¹, В. И. Усаков²¹Сибирский федеральный университет
Российская Федерация, 660041, г. Красноярск, просп. Свободный, 79²ОАО «ЦКБ «Геофизика»
Российская Федерация, 660041, г. Красноярск, ул. Киренского, 89

*E-mail: dvavilov@sfu-kras.ru

Исследования характеристик зубчатых передач различного назначения на этапе проектирования позволяют оценить качество принимаемых проектных решений. В рамках стандартной методики проектирования, основанной на государственных стандартах, зачастую не удается найти оптимального проектного решения. Наиболее остро данная проблема возникает при проектировании высокоточных приводных систем на основе использования волновой зубчатой передачи в качестве выходного звена приводов для нужд военно-космической промышленности. Представлена методика проектирования зубчатых передач на основе выбора геометрических параметров передачи и анализа ее характеристик методом конечных элементов. В рамках исследования крутильной жесткости волновой зубчатой передачи представлены графики зависимости угла поворота гибкого колеса относительно волнового генератора в зависимости от выходного момента. Для цилиндрических передач, входящих в состав приводов космических аппаратов в качестве быстроходных и промежуточных ступеней, выполнена оценка влияния выбранных геометрических параметров на точность и нагрузочную способность передачи. Проведен обзор современных способов изготовления зубчатых колес, спроектированных по предлагаемой методике с использованием средств быстрого прототипирования. Представлены результаты пробной печати средствами быстрого прототипирования мелко модульного цилиндрического зубчатого колеса с эвольвентным профилем, выполненных из нержавеющей стали и оксида титана. По этим данным сделаны выводы, что современный уровень развития печати не позволяет получать качество боковой поверхности зубьев, необходимое для высокоточных приводных систем специального назначения. Полученные результаты можно рекомендовать для применения при проектировании многоступенчатых редукторов. Применение методов конечных элементов позволит получить наглядную картину распределения напряжений и деформаций элементов привода на этапе проектирования. Представленная методика наряду с современными способами технологической реализации передачи позволяет не только проектировать прецизионные приводные механизмы специального назначения для нужд военно-промышленного комплекса или космической отрасли, но также она применима для анализа широкого спектра передач общего машиностроения.

Ключевые слова: зубчатая передача, волновая зубчатая передача, метод конечных элементов, методика проектирования, быстрое прототипирование, исходный контур.

Vestnik SibGAU
Vol. 16, No. 1, P. 35–40**METHOD OF DESIGNING GEAR DRIVE MECHANISM OF DIFFERENT PURPOSE**D. V. Vavilov^{1*}, R. S. Lukin¹, V. I. Usakov²¹Siberian Federal University
79, Svobodny Av., Krasnoyarsk, 660041, Russian Federation²CDB "Geophysics"
89, Kirenskiy Str., Krasnoyarsk, 660041, Russian Federation

*E-mail: dvavilov@sfu-kras.ru

Different purposes gears characteristics studies during the design phase make possible to evaluate the design decisions quality. With use of the standard design approach based on state standards it is often unable to find the optimal design solution. The major problem occurs in the high-precision drive systems design based on the use of the wave gear drive as a drive output unit for the military and aerospace industry needs. In the paper a gears design

methodology based on transmission geometric parameters selection and its characteristics analysis with finite element method was presented. Within the framework of wave gear torsional stiffness study, the wheel rotation angle relative to the flexible wave generator according vs. output torque diagram was presented. For cylindrical gears as a component of spacecraft drive as a fast and intermediate stage, impact assessment of selected geometric parameters on the transmission accuracy and load capacity was estimated. A modern manufacture methods review of gears designed by the proposed method with the use of rapid prototyping was present. The trial print results by means of rapid prototyping fine-grained spur gear with involute profile, made of stainless steel and titanium oxide was present. The current level 3d printing development can't be obtained a quality of teeth side surface is required for special application high-precision drive systems. The overhaul results can be recommended for use in multi-stage gear units designing. The finite element methods usage will provide a visual stresses and strains distribution diagram of drive components at the design stage. The presented technique along with modern methods of gear technological implementation allows you to design not only the precision actuators for special purposes, for the needs of the military-industrial complex or the space industry, but also be used to analyze a wide range of general engineering programs.

Keywords: gear, harmonic drive, finite element method, the method of design, rapid prototyping, the original contour.

Введение. Развитие машиностроения в значительной степени определяется уровнем совершенства передаточных механизмов, которые широко используются в различных машинах и приборах. Известно, что из передаточных механизмов наиболее распространены зубчатые передачи, вследствие следующих преимуществ: жёсткая кинематическая связь между входным и выходным звеньями, устойчивость к высоким нагрузкам, надёжность и др.

Создание зубчатых пар, отвечающих высокому научно-техническому и производственному уровню, требует совместного рассмотрения всех показателей качества проектируемой передачи, а также конструктивных и технологических путей их обеспечения, с учетом экономических ограничений. Качество зубчатых пар закладывается при проектировании и конструировании, обеспечивается технологическим уровнем производства, реализуется в процессе эксплуатации. Такая постановка проблемы позволяет считать ключевым этап проектирования, где необходимо с требуемой точностью оценивать качество синтезируемой пары, используя достаточный минимум показателей.

Различное назначение приводных систем формирует приоритетный набор показателей, которые необходимо учитывать при синтезе геометрии зубчатой пары. Очевидно, что для кинематических передач приоритетными будут являться точностные показатели (кинематическая точность, плавность, погрешность шага), а для тяжело нагруженных – прочностные (контактная, изгибная выносливость и т. д.).

Существующие методики проектирования, основанные на государственных стандартах, не могут в полной мере охватить весь спектр потребностей и технологических возможностей современного производства, в частности при изготовлении приводов специального назначения. Современный уровень развития информационных технологий, совершенствование расчетов конструкций методом конечных элементов привели к созданию программных комплексов, позволяющих анализировать напряженно-деформированное состояние элементов конструкций на этапе проектирования. Использование подобных программных продуктов сопровождается высокими затратами вычислительных ресурсов и времени, следовательно,

целесообразно главным образом для приводов специального назначения, например, для высокоточной механики механизмов спутниковых систем, а именно, механизма поворота антенны на основе использования волновой зубчатой передачи (ВЗП) [1–3].

Методика проектирования ВЗП концептуально разделена на две части. Первая часть – синтез геометрии передачи, вторая – анализ кинематических и прочностных характеристик при помощи средств компьютерного моделирования (рис. 1). Для решения задачи контактного взаимодействия зубчатой пары необходимо генерировать геометрию зубчатых колес на основе использования уравнений огибающих непосредственно в САЕ-пакетах либо позволять экспортировать полученную геометрию в универсальные форматы 3D-моделей, например Parasolid, STEP, IGES.

Необходимость поиска значений контактных давлений в зоне зацепления связана, прежде всего, с анализом процесса износа зубьев – одной из основных причин выхода из строя ВЗП по причине потери точности. Поиск скоростей величины скольжения в зоне контакта связан с дифференцированием уравнения профиля кулачка генератора, эта задача математическая и не требует серьезных вычислительных ресурсов. Поиск контактных давлений связан с построением модели плоского зацепления гибкого и жесткого колес. При этом ГК должно быть предварительно деформировано до рабочего состояния с помощью кулачка, что обеспечивает правильность оценки напряжений во впадине зуба. Форма кулачка также может быть управляющим параметром [4; 5], влияющим на концентрацию напряжения в ГК, а также распределение контактных давлений.

Использование аналитических зависимостей позволяет выбирать основные параметры передачи еще на начальном этапе с использованием критериальных или экспертных оценок [6; 7]. Главную трудность здесь представляет выбор конструктивных параметров в условиях использования стандартного инструмента и оборудования для производства зубчатых колес. Поэтому на первом этапе проектирования выбор чисел зубьев и модуля при рассчитанном потребном диаметре ГК осуществляется чаще с использованием экспертной оценки (учитывает опыт производства и эксплуатации) [8]. Использование методов конечных элементов (МКЭ) позволяет обосновать

выбор коэффициентов смещения и форму профиля кулачка по полученной зоне зацепления и значению контактных давлений при различных удельных нагрузках [9]. Также немаловажной задачей является выбор формы ГК, при этом используются разные подходы при проектировании передачи со «стаканом» или коротким ГК. Для короткого ГК производится оценка с использованием МКЭ, деформации его сечения под действием сил в зацеплении; при этом учитывается зазор в гибком подшипнике. Для «стакана» определяется его радиальная (влияющая на КПД ВЗП) и крутильная податливость, которая в ряде случаев меньше, чем податливость короткого колеса.

Использование МКЭ также позволяет оценить податливость передачи в целом, произведя ее декомпозицию на взаимодействующие элементы. Данный способ обоснования решений по выбору конструкции, например зубчатого колеса или корпуса, все чаще находит распространение в современной отечественной промышленности для анализа высокоточных изделий (привода линейного перемещения станков, системы наведения антенн космической связи) [10; 11]. На рис. 2 представлен анализ влияния различных конструктивных параметров на крутильную податливость ВЗП (срединный диаметр ГК 62 мм).



Рис. 1. Этапы проектирования ВЗП как выходной ступени высокоточного привода космического аппарата: ГК – гибкое колесо; ЖК – жесткое колесо; ПМ – полумуфта

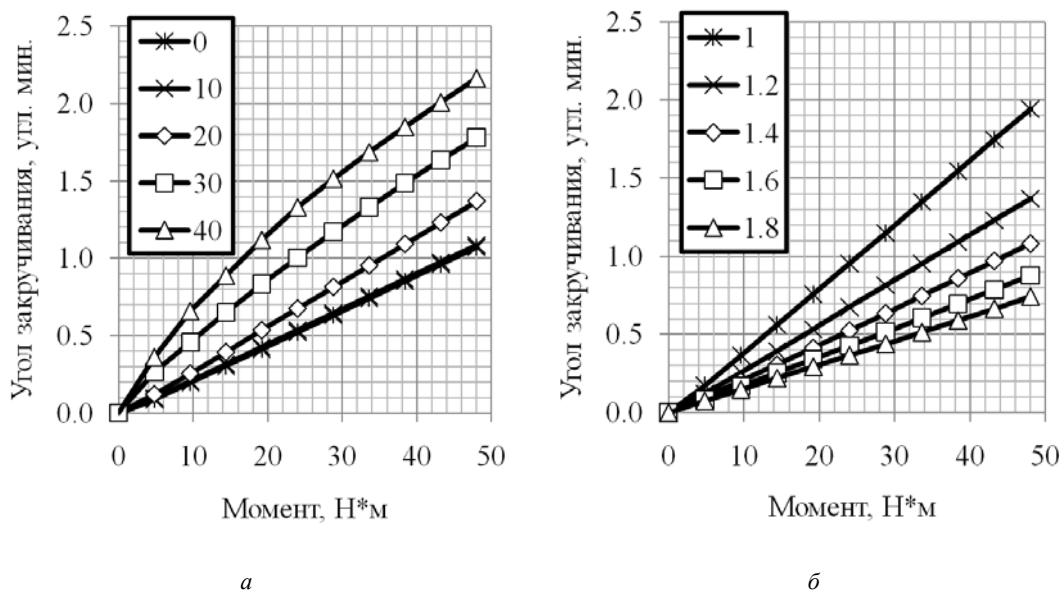


Рис. 2. Зависимость угла закручивания ГК ВЗП от момента на выходном валу, угл. мин:
 а – варьирование радиальным зазором между внешним кольцом гибкого подшипника и ГК, мкм;
 б – варьирование толщиной обечайки ГК в районе нарезания зубьев, мм

Из рис. 2 видно, что влияние зазора между кольцом гибкого подшипника и ГК, который также в некоторой степени учитывает зазоры в самом гибком подшипнике, сильно нелинейно. Зазор менее 10 мкм не приводит к увеличению крутильной жесткости ГК, но приводит к увеличению концентрации напряжений на ГК в зоне контакта с внешним кольцом подшипника. Увеличение толщины обечайки ГК больше определенной величины также неэффективно вследствие роста усилий, необходимых для ее деформации [12].

Методика проектирования ВЗП. Данная методика также применима и для цилиндрических зубчатых передач, нарезанных стандартным или модифицированным инструментом. Для ВЗП с модификацией профиля зубьев описано в работе [13]. Для цилиндрических передач взаимодействие зубьев с несопряженным исходным контуром для прямозубых передач рассмотрено в работе [14], для косозубых передач взаимодействие зубьев с модифицированным профилем – в [10]. Для высокоточных приводов, в состав которых входят цилиндрические зубчатые колеса с относительно невысоким коэффициентом перекрытия, немаловажным этапом становится проверка податливости в различных фазах зацепления.

Для оценки податливости зубчатой передачи в различных фазах зацепления необходимо проводить динамический анализ процесса зацепления шестерни и колеса [15]. Колесо и шестерня расположены на податливых опорах. Анализ проводится для различных значений точности изготовления зубчатых колес и номинального размера. Оценка влияния точности изготовления и приведенного момента на кинематическую погрешность передачи приведена на рис. 3. Поставив задачу анализа износостойкости передачи как оценку изменения потерь в зацеплении, приходим к формуле мгновенных потерь мощности (как произведение динамического коэффициента трения на контактные давления и на скорость скольжения) по высоте зуба шестерни.

Применение современных инструментов анализа на различных этапах проектирования зубчатых пере-

дач позволяет спроектировать передачу, отвечающую требованиям заказчика. Комплексная оценка влияния множества показателей на заданные выходные характеристики позволяет оценивать влияние нестандартных проектных решений наравне с общепринятыми (нестандартный исходный контур цилиндрической передачи или кривая деформации ВЗП). Широкие возможности постпроцессинга результата позволяют проводить совместную оценку результатов численного и натурного эксперимента.

Методика проектирования цилиндрических передач. Существенным ограничением спектра использования нестандартных параметров передачи является высокая стоимость изготовления фасонного или модифицированного металлопрофилирующего инструмента. Развитие систем ЧПУ на сегодня позволяет изготавливать крупно- и среднемодульные колеса без применения специализированного зуборезного инструмента, однако изготовление мелко модульных колес подобными методами невозможно. Тем не менее, наряду с традиционными методами профилирования зубьев резанием, все больше применяется метод формообразования пластическим деформированием – накатка [16]. Развитие технологий 3D-печати позволяет существенно расширить спектр технологических параметров профиля, позволяя отойти от концепции использования стандартного режущего инструмента для изготовления зубчатых колес механизмов приводов. Современные технологии быстрого прототипирования позволяют получать изделия любой формы из различных металлов (рис. 4). Уход от стандартного режущего инструмента позволяет существенно расширить границы управляющих параметров при синтезе оптимальной геометрии профиля. К недостаткам данного метода, который можно объяснить начальным этапом развития технологии, можно отнести высокую стоимость и энергозатраты для получения единичного объема материала, а также невозможность прототипирования на основании сложной формы.

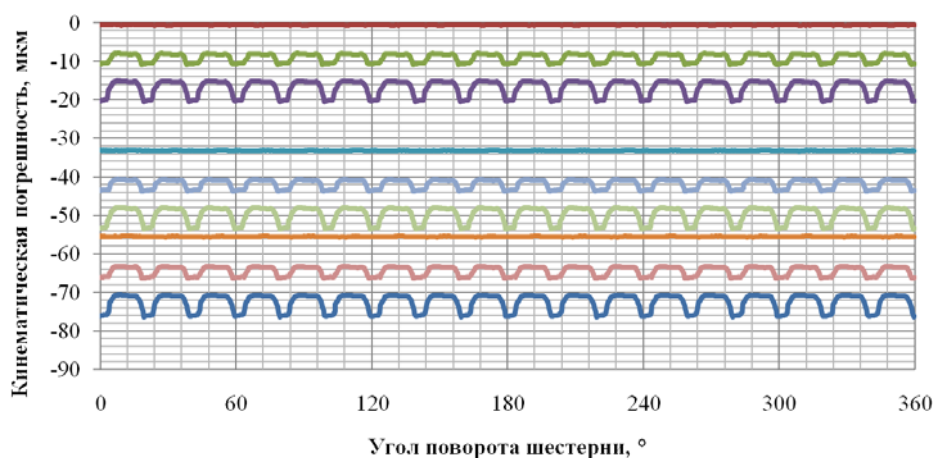


Рис. 3. Кинематическая погрешность, обусловленная моментом, кривые (сверху вниз) соответствуют расчетным случаям: 1 – номинальные размеры, момент 0,2 Н·м; 2 – 10 Н·м; 3 – 20 Н·м; 4 – точность 6Н, момент 0,2 Н·м; 5 – 10 Н·м; 6 – 20 Н·м; 7 – точность 7Н, момент 0,2 Н·м; 8 – 10 Н·м; 9 – 20 Н·м

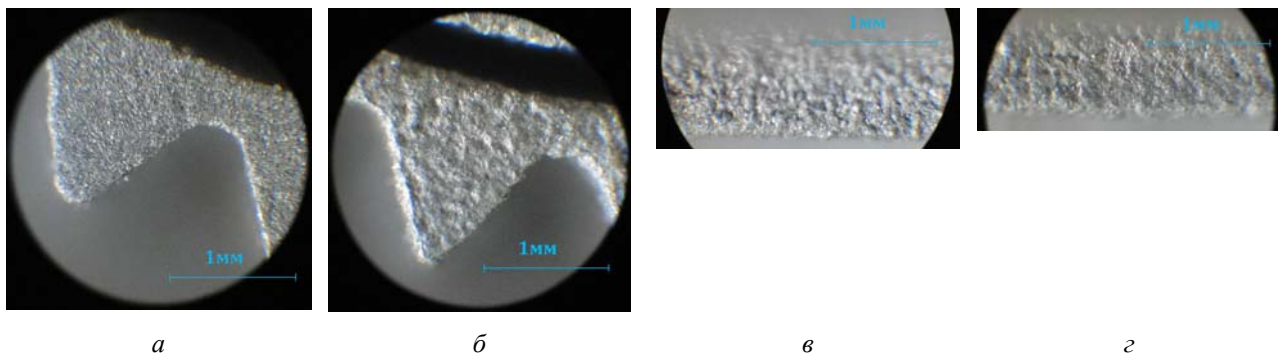


Рис. 4. Мелкомодульное колесо, изготовленное с использованием технологии 3D-печати. Параметры передачи: модуль 0,5 мм, коэффициент смещения 2, материалы: а, в – оксид титана; б, г – нержавеющая сталь

Широкий спектр технологических возможностей для профилирования зубчатых колес механизмов приводов открывает новые возможности при их проектировании. Тем не менее стоит провести анализ целесообразности применения подобных методов при серийном производстве продукции.

Заключение. Представленная методика наряду с современными способами технологической реализации передачи позволяет не только проектировать прецизионные приводные механизмы специального назначения для нужд военно-промышленного комплекса или космической отрасли, но также она применима для анализа широкого спектра передач общего машиностроения.

Библиографические ссылки

1. Tribological aspects of a strain wave gearing system with specific reference to its space application / K. Ueura [et al.] // *Journal of Engineering Tribology*. 2008. Т. 222. С. 1051–1061.
2. Rhéaume F-E., Champlaud H., Liu Z. Understanding and modelling the torsional stiffness of harmonic drives through finite-element method // *Journal of Mechanical Engineering Science*. 2009. Т. 223. С. 516–524.
3. Tjahjowidodo T., Al-Bender F., Brussel H. Theoretical modelling and experimental identification of nonlinear torsional behaviour in harmonic drives // *Mechatronics*. 2013. № 23. С. 497–504.
4. Design and development of strain wave generating cam for a new concept 'harmonic drive' / R. Maiti [et al.] // *Journal of Mechanical Engineering Science*. 2012. Vol. 227(8). С. 1870–1884.
5. Усаков В. И., Лукин Р. С. Профиль кулачка волнообразователя как управляющий параметр при моделировании волновой зубчатой передачи // *Решетневские чтения : материалы XVII Междунар. науч.-практ. конф. / Сиб. гос. аэрокосмич. ун-т*. 2013. Т. 1. С. 300–301.
6. Люминарский С. Е. Влияние погрешности обката гибкого колеса на кинематическую погрешность ВЗП-80 // *Наука и образование*. 2012. № 1. С. 1–10.
7. Люминарский С. Е. Определение напряженного состояния гибкого колеса волновой передачи // *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*. 2012. № 13. С. 17–22.

8. A novel method based on mechanical analysis for the stretch of the neutral line of the flexspline cup of a harmonic drive / C. Xiaoxia [et al.] // *Mechanism and Machine Theory*. 2014. Vol. 76. С. 1–19.

9. Моделирование взаимодействия звеньев волновых зубчатых передач / Р. С. Лукин [и др.] // *Вестник СибГАУ*. 2013. № 1 (47). С. 118–122.

10. Лимаренко Г. Н., Колбасина Н. А., Лукин Р. С. Моделирование параметров конструкции и реечного зацепления привода рабочего органа тяжелого станка // *Современные технологии. Системный анализ. Моделирование*. 2012. № 2(34). С. 25–30.

11. Chen Y-C., Lo C-C. Contact stress and transmission errors under load of a modified curvilinear gear set based on finite element analysis // *Journal of Mechanical Engineering Science*. 2015. Т. 229, № 2. С. 191–204.

12. Kircanski N. M., Goldenberg A. A. An Experimental Study of Nonlinear Stiffness, Hysteresis, and Friction Effects in Robot Joints with Harmonic Drives and Torque Sensors // *The International Journal of Robotics Research*. 1997. Vol. 16. С. 214–239.

13. Tesfahunegn Y., Rosa F., Gorla C. The effects of the shape of tooth profile modifications on the transmission error, bending, and contact stress of spur gears // *Journal of Mechanical Engineering Science*. 2010. Vol. 224. С. 1749–1758.

14. Полиморфизм эвольвентного профиля в задачах проектирования разномодульных зубчатых передач / Р. С. Лукин [и др.] // *Вестник СибГАУ*. 2012. Вып. 6(46). С. 117–123.

15. Методология компьютерного моделирования зубчатых передач с нормированием показателей точности / Д. В. Вавилов [и др.] // *Современные технологии. Системный анализ. Моделирование*. 2011. № 4. С. 173–176.

16. Исследование кинематических характеристик цилиндрических прямозубых передач, формообразуемых накатыванием средствами САПР / Д. В. Вавилов [и др.] // *Вестник СибГАУ*. 2011. № 1(34). С. 7–10.

References

1. Ueura K. et al. Tribological aspects of a strain wave gearing system with specific reference to its space application. *Journal of Engineering Tribology* 2008, vol. 222, p. 1051–1061.

2. Rhéaume F-E, Champiaud H., Liu Z. Understanding and modelling the torsional stiffness of harmonic drives through finite-element method. *Journal of Mechanical Engineering Science*. 2009, vol. 223, p. 516–524.
3. Tjahjowidodo T., Al-Bender Farid, van Brussel H. Theoretical modelling and experimental identification of nonlinear torsional behaviour in harmonic drives. *Mechatronics*. 2013, no. 23, p. 497–504.
4. Maiti R., Biswas I., Nema V., Basu S., Bhabani S., Routh B. Design and development of strain wave generating cam for a new concept ‘harmonic drive’. *Journal of Mechanical Engineering Science*. 2012, vol. 227(8), p. 1870–1884.
5. Usakov V. I., Lukin R. S. [Profile of a wave generator cam as a control parameter in the modeling of the wave gear]. *Materialy XVII Mezhdunarodnoy nauchnoy konferentsii “Reshetnevskie chteniya”*. [Proceedings of the XVII International Conference “Reshetnev readings”]. 2013, vol. 1, p. 300–301 (In Russ.).
6. Lyuminarskiy S. E. [The impact of rounding errors flexible wheel on kinematic error CDW-80]. *Nauka i obrazovanie*. 2012, no. 1, p. 1–10 (In Russ.).
7. Lyuminarskiy S. E. [Determination of the stress state of the flexible wheel wave transmission.]. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy*. 2012, no. 13, p. 17–22 (In Russ.).
8. Xiaoxia C., Yusheng L., Jingzhong X., Shuzhong L., Ming M. A novel method based on mechanical analysis for the stretch of the neutral line of the flexspline cup of a harmonic drive. *Mechanism and Machine Theory*. 2014, vol. 76, p. 1–19.
9. Lukin R. S., Usakov V. I., Vavilov D. V., Iptyshev A. A. [Modelling the interaction of the wave gear units]. *Vestnik SibGAU*. 2013, no. 1 (47), p. 118–122 (In Russ.).
10. Limarenko G. N., Kolbasina N. A., Lukin R. S. [Simulation design parameters and pinion drive engagement working body of heavy machine]. *Sovremennye tekhnologii. Sistemnyy analiz. Modelirovanie*. 2012, no. 2, p. 25–30 (In Russ.).
11. Chen Y.-C., Lo C.-C. Contact stress and transmission errors under load of a modified curvilinear gear set based on finite element analysis. *Journal of Mechanical Engineering Science*. 2015, vol. 229, No. 2, p. 191–204.
12. Kircanski N. M., Goldenberg A. A. An Experimental Study of Nonlinear Stiffness, Hysteresis, and Friction Effects in Robot Joints with Harmonic Drives and Torque Sensors. *The International Journal of Robotics Research*. 1997, vol. 16, p. 214–239.
13. Tesfahunegn Y., Rosa F., Gorla C. The effects of the shape of tooth profile modifications on the transmission error, bending, and contact stress of spur gears. *Journal of Mechanical Engineering Science*. 2010, vol. 224, p. 1749–1758.
14. Lukin R. S., Usakov V. I., Smirnov A. P., Iptyshev A. A., Vavilov D. V. [Polymorphism involute profile in the problems of designing multimodulus gears] *Vestnik SibGAU*. 2012, no. 6(46), p. 117–123 (In Russ.).
15. Vavilov D. V., Eresko S. P., Iptyshev A. A., Usakov V. I. [The methodology of computer simulation gears with valuation indicators accuracy]. *Sovremennye tekhnologii. Sistemnyy analiz. Modelirovanie*. 2011, no. 4, p. 173–176 (In Russ.).
16. Vavilov D. V., Kolegova M., Iptyshev A. A., Eliseev D. B. [Investigation of kinematic characteristics spur gears by rolling shape-generating means CAD]. *Vestnik SibGAU*. 2011, no. 1(34), p. 7–10 (In Russ.).