
УДК 621.83.06

А. В. Капитонов, Д. В. Непша, М. В. Гончаров, В. П. Лысов, С. Г. Черняков

ИССЛЕДОВАНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ ПОГРЕШНОСТИ ПЛАНЕТАРНОГО ЭКСЦЕНТРИКОВОГО РЕДУКТОРА

UDC 621.83.06

A. V. Kapitonov, D. V. Nepsha, M. V. Goncharov, V. P. Lysov, S. G. Chernyakov

THE STUDY OF A KINEMATIC ERROR IN PLANETARY ECCENTRIC REDUCERS

Аннотация

Приведены результаты исследований кинематической погрешности планетарного эксцентрикОВОГО редуктора с модифицированными зубьями сателлита. Разработаны методика и стенд для измерения кинематической погрешности планетарной эксцентрикОВОЙ зубчатой передачи в сборе. Получены графики и спектры амплитуд кинематических погрешностей передачи. Проведен гармонический анализ источников формирования кинематических погрешностей передачи под нагрузкой.

Ключевые слова:

планетарная эксцентрикОВАЯ передача, кинематическая погрешность, графики и спектры амплитуд, гармонический анализ, методика и стенд для измерения кинематической погрешности.

Abstract

The paper presents the results of the research of a kinematic error in the planetary eccentric reducer with modified teeth of the satellite. The techniques and the stand have been developed to measure a kinematic error in the assembled planetary eccentric gearing. Graphs and spectra of amplitudes of kinematic errors in the gearing have been received. The harmonic analysis of sources of formation of kinematic errors in the gearing under load has been performed.

Key words:

planetary eccentric gearing, kinematic error, graphs and spectra of amplitudes, harmonic analysis, methodology and stand for measuring a kinematic error.

Планетарные эксцентрикОВые редукторы с модифицированным профилем зубьев сателлитов имеют небольшие габаритные размеры, большие передаточные отношения в одной ступени, малые осевые размеры, а также невысокую стоимость при изготовлении. Они обладают повышенной нагрузочной способностью вследствие наличия многопарного зацепления сателлита с центральным колесом [1, 2].

Планетарный эксцентрикОВый редуктор имеет разность чисел зубьев центрального колеса внутреннего заце-

пления и сателлита, равную единице. При использовании стандартного эвольвентного профиля зубьев сателлита и колеса передача не может функционировать вследствие наличия в зацеплении явления интерференции зубьев. Устранение интерференции зубьев обеспечивается только при условии их модификации. После модификации наблюдается многопарность зубчатого зацепления. В зацеплении находится две пары зубьев или более в зависимости от числа зубьев сателлита, при этом повышается нагрузочная способность передачи.

На рис. 1 представлен чертеж, а на рис. 2 показана 3D-модель планетарного

эксцентрикового редуктора.

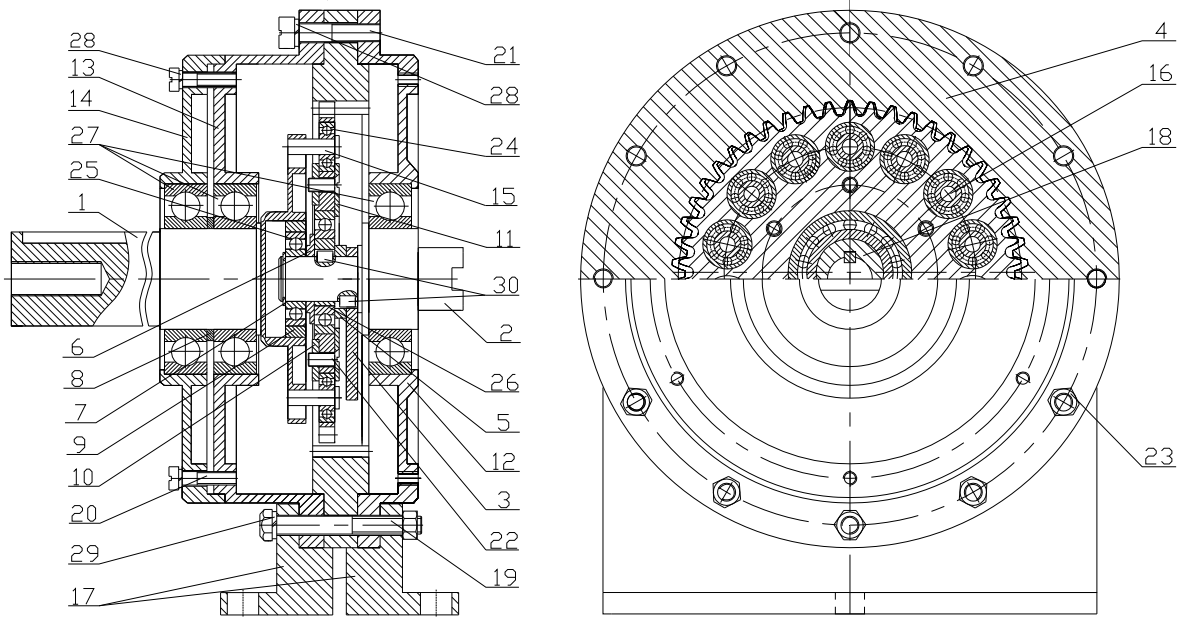


Рис. 1. Чертеж планетарного эксцентрикового редуктора

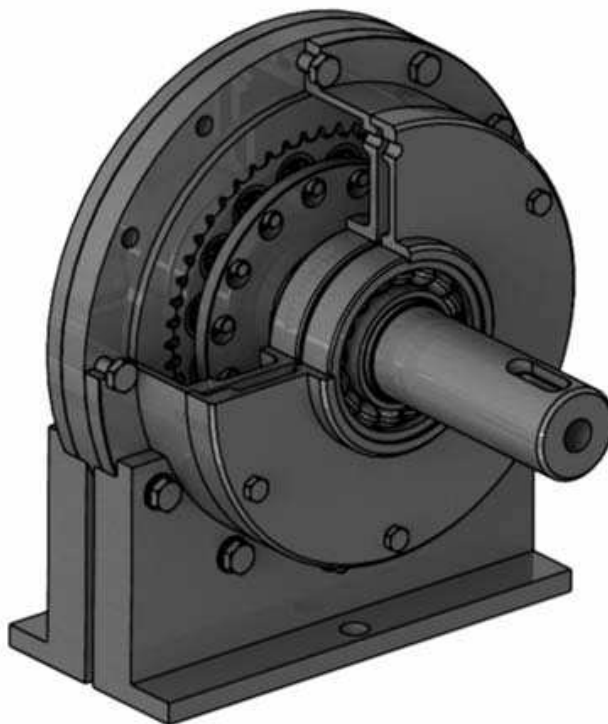


Рис. 2. 3D-модель планетарного эксцентрикового редуктора

Конструкция и принцип работы редуктора состоят в следующем. При вращении ведущего вала 2 редуктора вращается также эксцентрик 18, закрепленный на нем с помощью шпонок 30. На эксцентрике 18 установлен сателлит 16 с подшипником 26. При вращении эксцентрика сателлит 16 обкатывается по центральному колесу внутреннего зацепления 4, совершая планетарное движение. Вращение сателлита передается ведомому валу 1 редуктора посредством пальцев 15, установленных в сателлите на подшипниках качения 24. Ведущий и ведомый валы установлены соосно, точность их центрирования обеспечивается подшипниками 25 и 27. Звенья редуктора установлены в корпус, состоящий из крышек 12...14, закрепляемых с помощью болтов и винтов 19...21.

При исследовании точности планетарных эксцентриковых передач и их нормировании необходимо установить, какие погрешности деталей зацепления влияют при работе передачи на ее точность. Основным параметром, определяющим точность передачи, можно принять погрешность угла поворота ведомого вала при равномерных углах поворота ведущего вала, т. е. кинематическую погрешность передачи.

Для планетарных эксцентриковых передач при исследовании их погрешностей принят такой же подход, как и для зубчатых цилиндрических передач, который заключается в рассмотрении погрешностей передачи в тесной связи со способом изготовления ее деталей зацепления и проявлением этих погрешностей при ее работе [3, 4].

Любая механическая передача является носителем общей периодической погрешности, составляющие которой могут быть представлены в виде гармонического ряда, состоящего из синусоидально изменяющихся величин с разными частотами.

Если измерить эту общую периодическую погрешность, которая может

быть представлена как кинематическая погрешность передачи, и разложить ее на гармонические составляющие, то по частоте, амплитуде и начальной фазе можно определить и проанализировать основные элементарные погрешности, соответствующие этим гармоническим составляющим, и выявить причины образования этих погрешностей, а также их взаимодействие в передаче.

При гармоническом анализе функцию кинематической погрешности передачи можно представить в виде ряда Фурье

$$F(\varphi) = a_0 / 2 + \sum_{k=1}^{\infty} a_k \cos k\varphi + b_k \sin k\varphi, \quad (1)$$

где $a_0/2$ – нулевой член разложения; a_k , b_k – коэффициенты ряда Фурье; k – порядковый номер гармонической составляющей.

Ряд (1) можно представить также в виде

$$F(\varphi) = c_0 / 2 + \sum_{k=1}^n c_k \sin(k\varphi + \varphi_k), \quad (2)$$

где c_k – амплитуда k -й гармоники; φ_k – начальная фаза; n – принятое число членов разложения функции $F(\varphi)$.

$$c_0 = (1/n) \sum_{i=1}^n F(\varphi); \quad (3)$$

$$c_k = \sqrt{a_k^2 + b_k^2}; \quad (4)$$

$$\varphi_k = \arctg(b_k / a_k), \quad (5)$$

где c_k – амплитуда k -й гармоники; φ_k – фазовое смещение k -й гармоники.

$$a_k = \frac{2}{n} \sum_{i=1}^n F(\varphi) \cos(2\pi k i / n); \quad (6)$$

$$b_k = \frac{2}{n} \sum_{i=1}^n F(\varphi) \sin(2\pi k i / n). \quad (7)$$

При анализе гармонических составляющих кинематической погрешно-

сти передачи необходимо учитывать тот факт, что амплитуда каждой гармоники включает как радиальные, так и тангенциальные технологические погрешности. К радиальным относятся погрешности, связанные с несовпадением осей вращения деталей зацепления, что приводит к появлению дополнительного эксцентриситета и радиальному биению деталей передачи, а к тангенциальным относятся погрешности, которые приводят к неточности шага зубьев колеса и сателлита.

Существующие методы и средства измерения кинематических погрешно-

стей зубчатых колес позволяют определить погрешности лишь отдельных колес или двух колес в зацеплении без монтажа их с валами, подшипниками и корпусом. Они не подходят для контроля планетарных эксцентриковых передач, т. к. для оценки их кинематической погрешности необходим контроль передачи в сборе [5, 6].

Для оценки кинематической погрешности опытного образца планетарного эксцентрикового редуктора при его работе был разработан стенд на базе информационно-измерительной системы. На рис. 3 показана схема стенда.

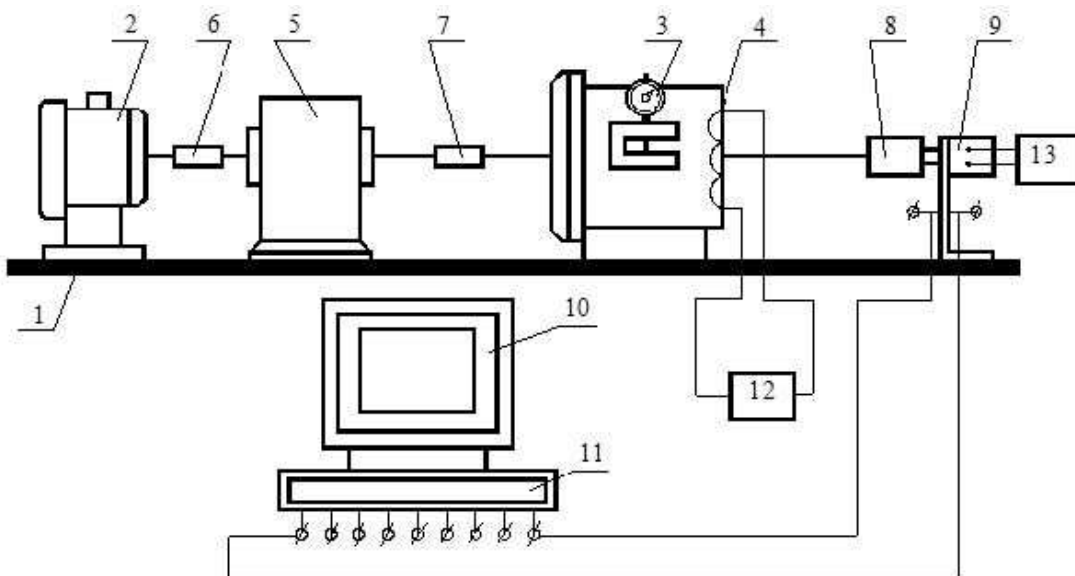


Рис. 3. Схема стенда для автоматизированного контроля кинематических погрешностей механических передач в сборе

Конструкция стенда и принцип его работы следующие. На общем основании 1 установлен приводной двигатель 2, электромагнитный тормоз 3 с обмоткой управления 4. Испытуемая передача 5 соединена муфтами 6 и 7 с двигателем и тормозом, а пружинной муфтой 8 – со стандартным преобразователем угловых перемещений 9 типа ВЕ 178А, снабженным оптическим формирователем импульсов с числом отсчетов за оборот $N = 2500$. Информация от преобразова-

теля обрабатывается информационно-измерительной системой АЦП 11 и передается на ПЭВМ 10. Питание преобразователя и тормоза осуществляется источниками 13 и 12. Наличие электромагнитного тормоза дает возможность исследовать изменение кинематической погрешности передачи при различных нагрузках, моделирующих эксплуатационные условия.

На рис. 4 изображен стенд для автоматизированного контроля кинемати-

ческих погрешностей механических передач.

Преобразователем угловых перемещений при вращении ведомого вала формируется последовательность пря-

моугольных импульсов равной амплитуды, но различной скважности, связанной с наличием кинематических погрешностей и неравномерности частоты вращения вала.

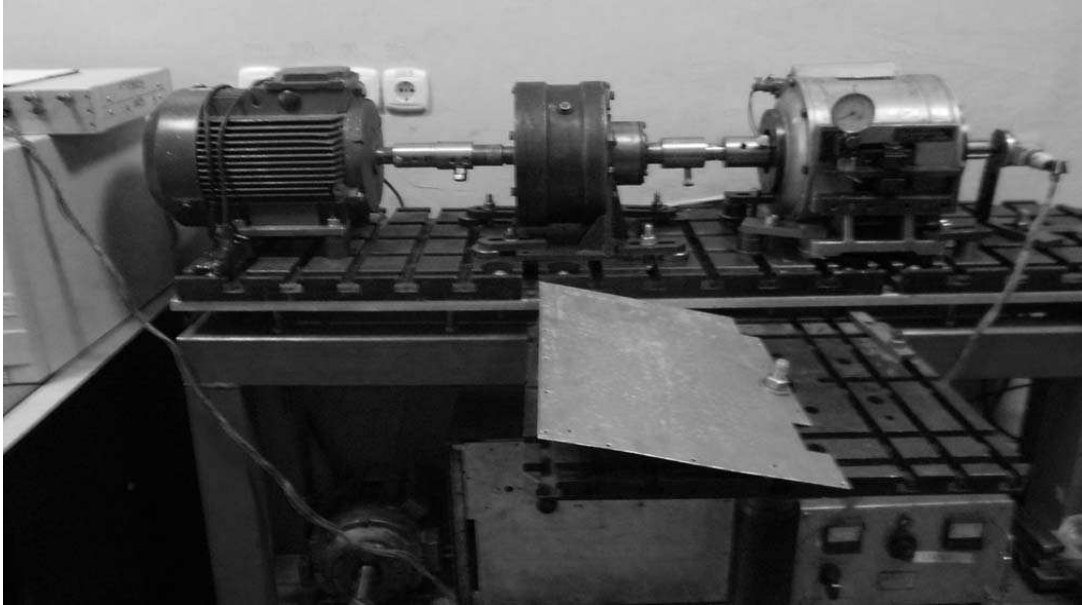


Рис. 4. Стенд для автоматизированного контроля кинематических погрешностей передач в сборе

В силу того, что кинематические погрешности передачи интегрируются за каждый оборот ведомого вала, мерой неравномерности вращения вала является отклонение частоты следования импульсов от ее среднего значения. Таким образом, кинематическая погрешность передачи может быть оценена по формуле

$$F = \left(t_k - \frac{2 \cdot \pi}{N \cdot \omega} \right) \cdot \omega \cdot r, \quad (8)$$

где t_k – время, соответствующее началу фронта k -го импульса; ω – угловая частота вращения выходного вала; N – число отсчетов кинематической погрешности за оборот входного вала.

Формула (8) с учетом средней длительности импульсов t_{cp} может быть приведена к более удобному для расчетов виду:

$$F = (t_k - k \cdot t_{cp}) \cdot \omega \cdot r. \quad (9)$$

Данная формула позволяет оценить кинематическую погрешность передачи в том случае, если $\omega = \text{const}$. Поэтому на ведущем валу передачи (на валу приводного электродвигателя) полезно установить инерционную массу, обеспечивающую строгую равномерность вращения ведущего вала исследуемой передачи. Однако, как правило, ротор приводного двигателя обладает достаточной для выполнения данного условия инерционностью, и чаще всего в дополнительной инерционной массе нет необходимости.

Экспериментальные исследования проводились без нагрузки на выходном валу, а также при нагрузке в 20, 60 и 80 Н·м. В результате измерений на стенде были получены графики и спектры амплитуд исследуемого сигнала с помощью программы Shark, входящей в программное обеспечение стенда. Спектры амплитуд основаны на методе пре-

образования Фурье, математические зависимости которого представлены выше. Анализируя графики и спектры, можно сделать выводы о том, какие конструктивные и геометрические параметры деталей редуктора в большей степени влияют на кинематическую погрешность передачи.

На графиках (рис. 5...12) по оси ординат отложены значения кинематической погрешности $F_{к.п.}$ и значения амплитуд гармоник A в радианах. По оси абсцисс для кинематической погрешности откладываются углы поворота выходного вала редуктора в радианах, для спектров – номера гармоник.

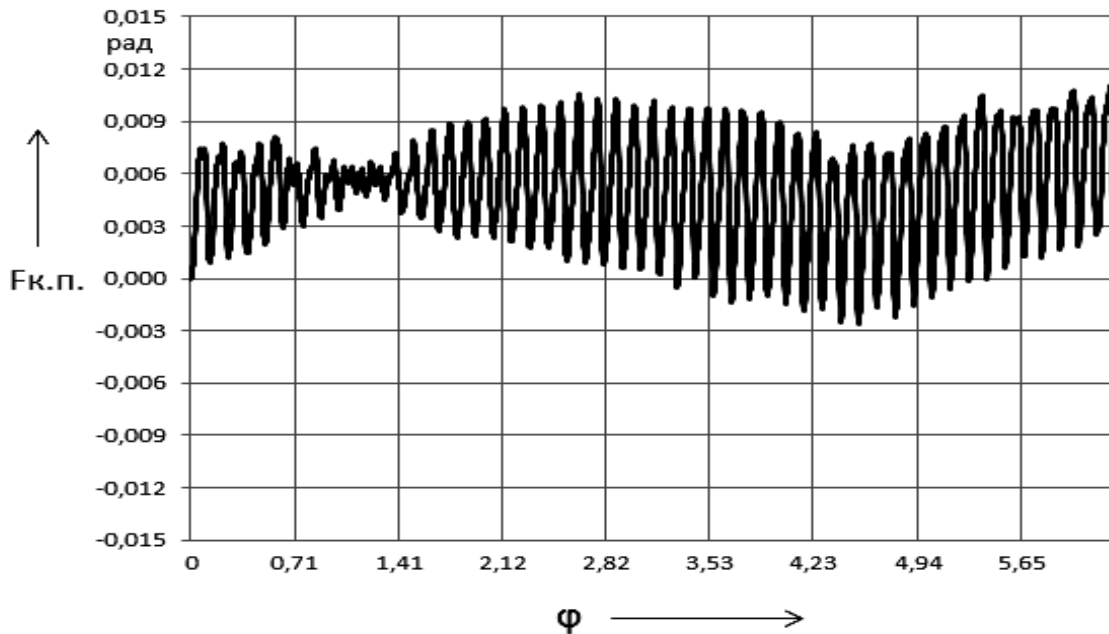


Рис. 5. График кинематической погрешности выходного вала редуктора без нагрузки

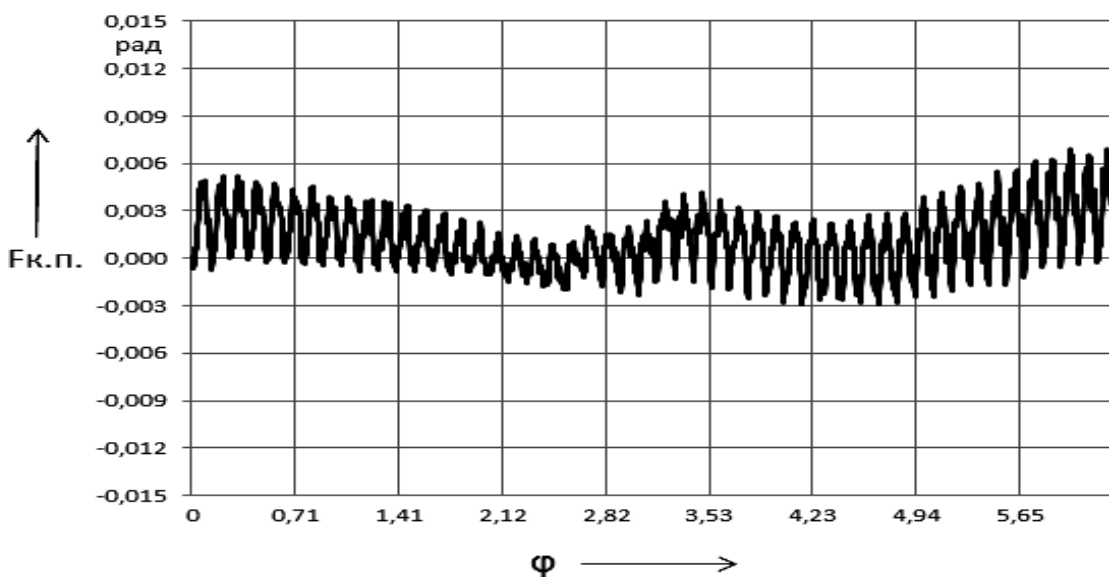


Рис. 6. График кинематической погрешности выходного вала редуктора при нагрузке 40 Н·м

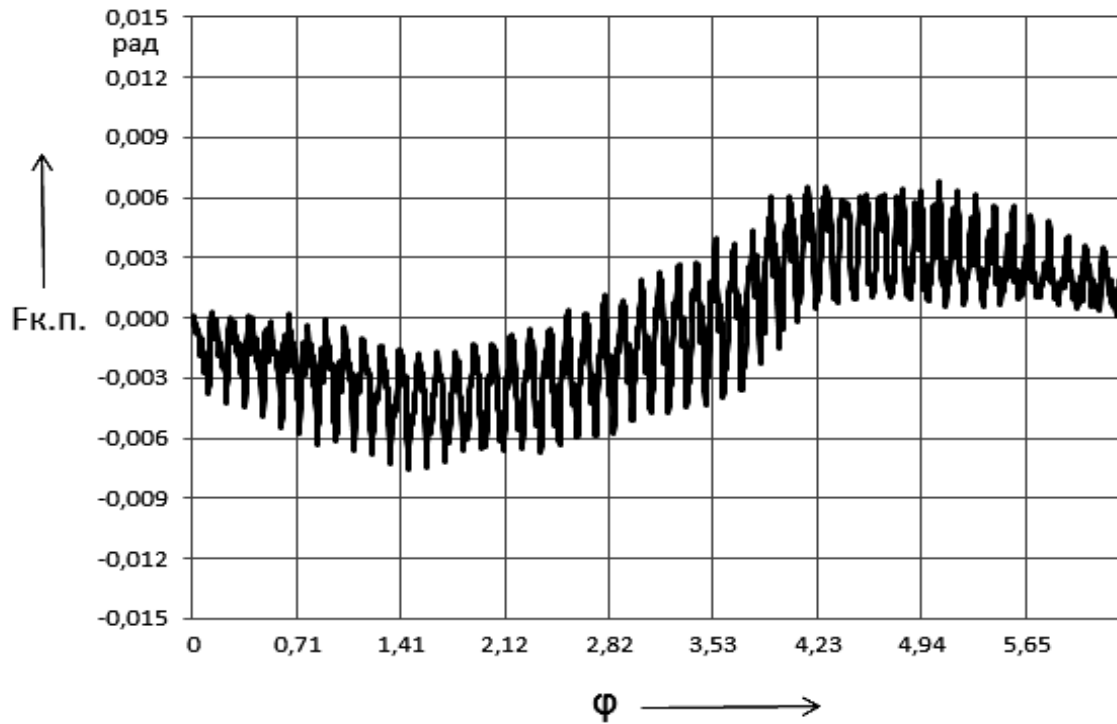


Рис. 7. График кинематической погрешности выходного вала редуктора при нагрузке 60 Н·м

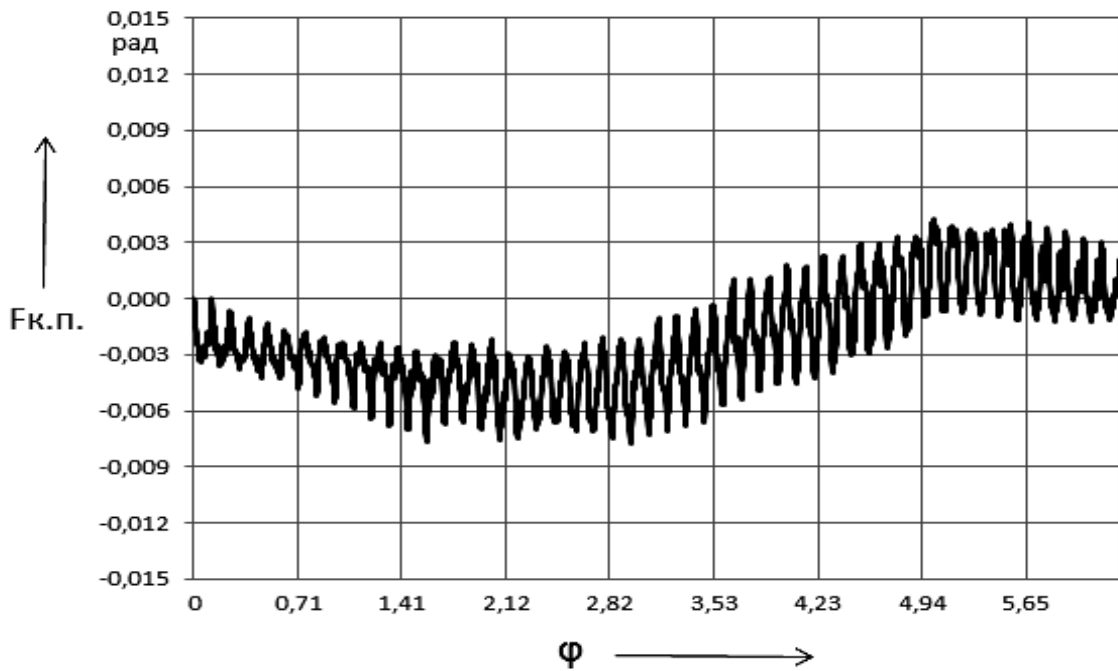


Рис. 8. График кинематической погрешности выходного вала редуктора при нагрузке 80 Н·м

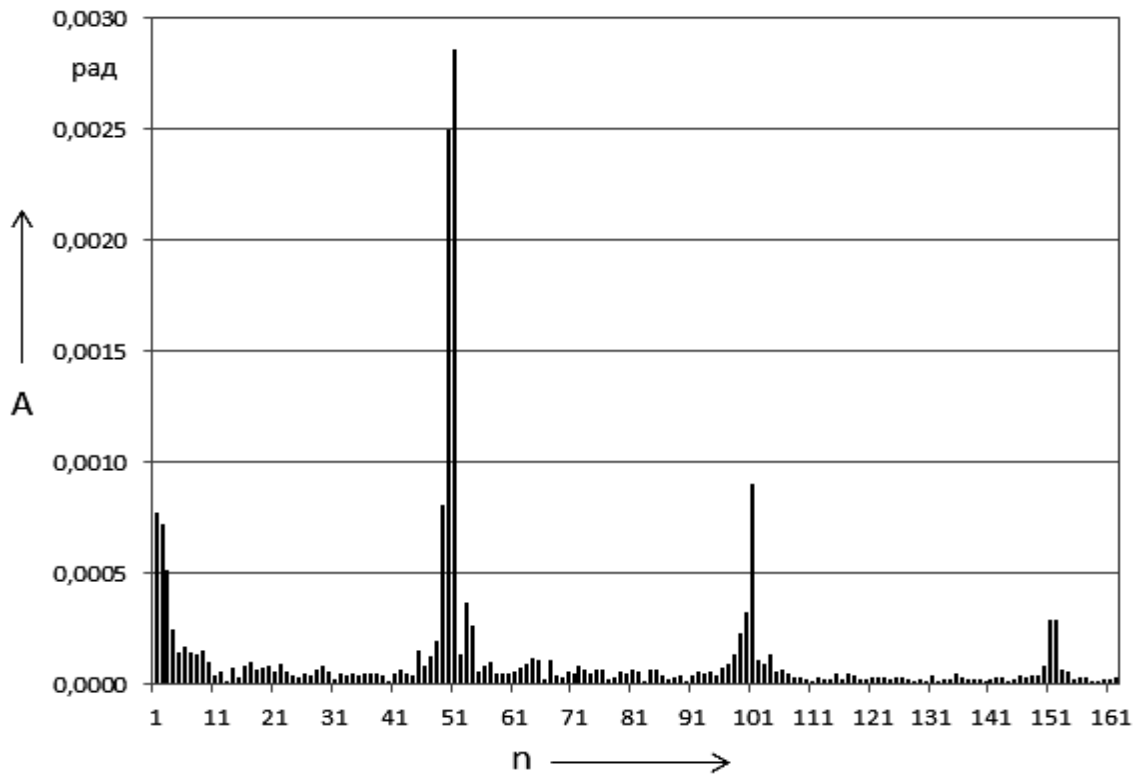


Рис. 9. Спектр амплитуд кинематической погрешности редуктора без нагрузки

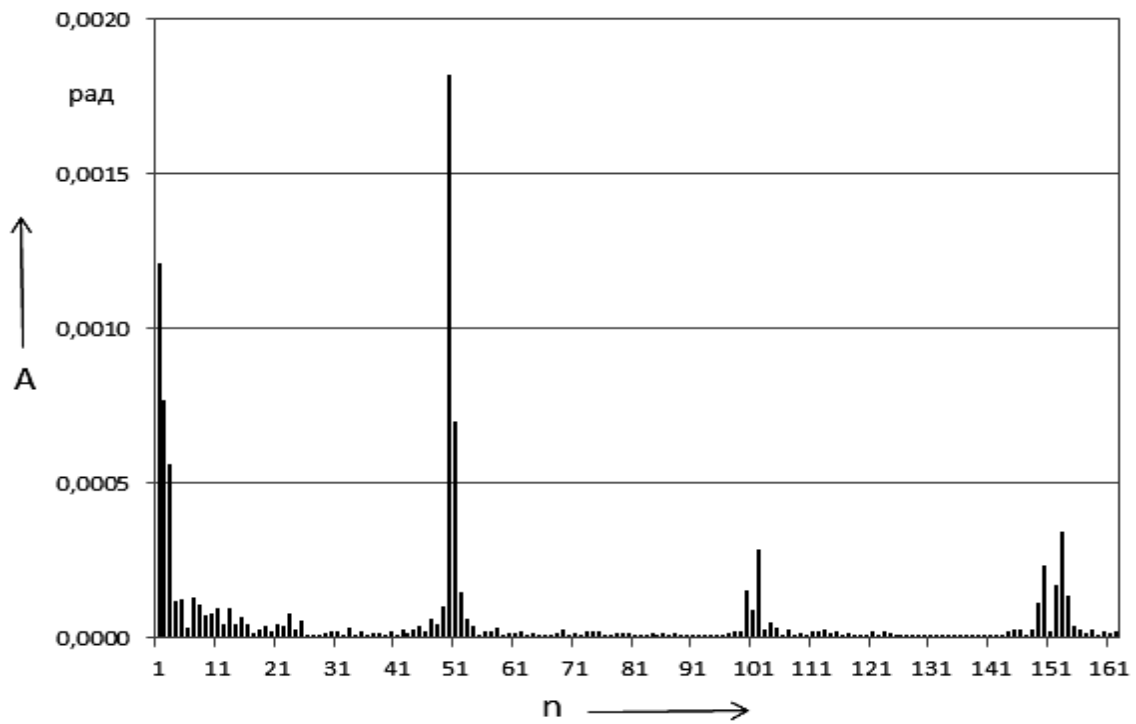


Рис. 10. Спектр амплитуд кинематической погрешности редуктора с нагрузкой 40 Н·м

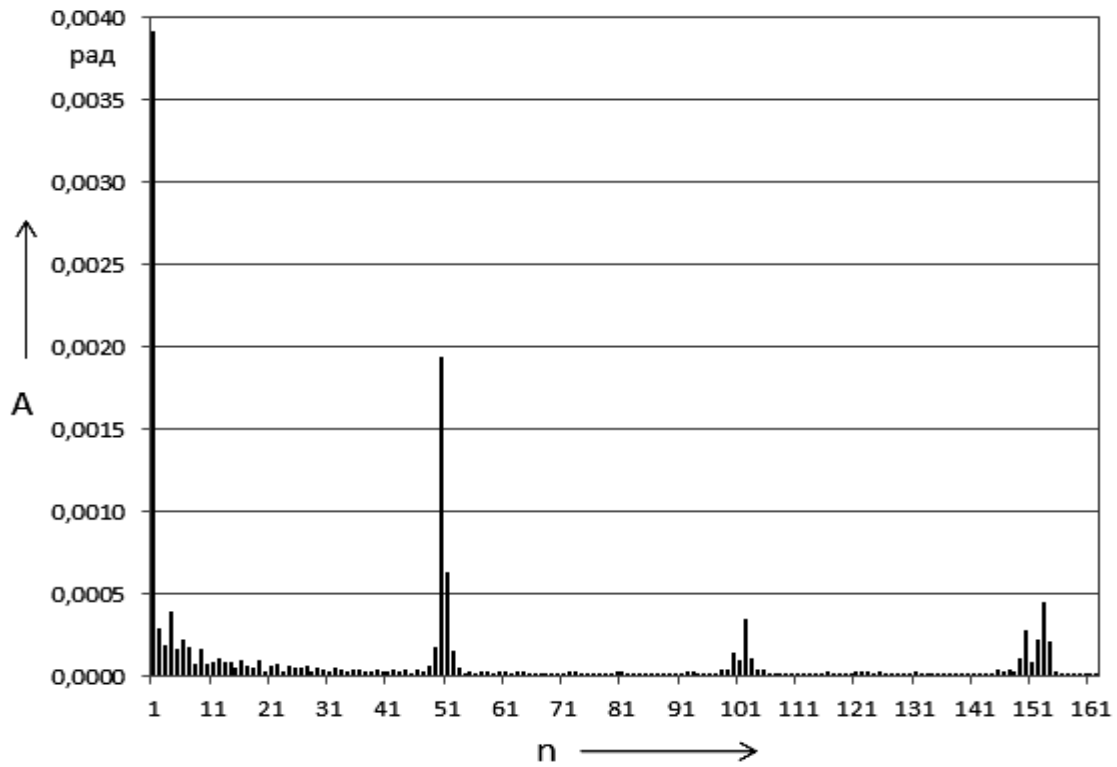


Рис. 11. Спектр амплитуд кинематической погрешности редуктора с нагрузкой 60 Н·м

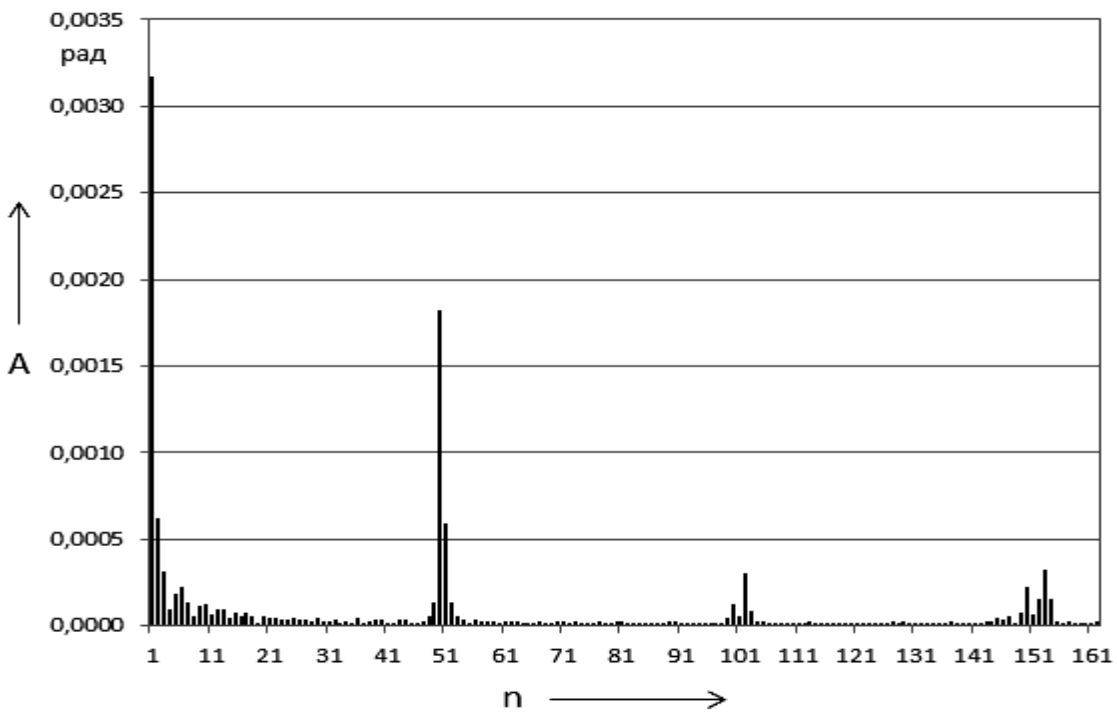


Рис. 12. График амплитуд кинематической погрешности редуктора с нагрузкой 80 Н·м

На графиках кинематических погрешностей четко просматривается однопериодная синусоида, выраженная в спектре амплитуд значением первой гармоники, значительно превышающей значения амплитуд остальных гармоник (см. рис. 11 и 12). Также на графиках видно проявление высокочастотных погрешностей, которые накладываются на однопериодную синусоиду и дают значительную величину местных погрешностей. На некоторых участках кривых высокочастотные колебания незначительны, и графики кинематических погрешностей на этих участках представляют собой вытянутую сглаженную линию, что связано с разными величинами неточностей деталей зацепления за период вращения при различной нагрузке.

Оценить элементарные составляющие кинематической погрешности планетарного эксцентрикового редуктора позволяет спектр амплитуд. На спектрах при различных нагрузках на ведомом валу, так же как и без нагрузки, выделяется три участка гармоник с наибольшими значениями амплитуд. Это низкочастотный участок (гармоники 1...3), среднечастотный (гармоники 50 и 51) и высокочастотный (гармоники с наибольшими амплитудами, кратными 50 и 51). При этом значения амплитуд среднечастотных и высокочастотных гармоник с увеличением нагрузки уменьшаются, а низкочастотных – увеличиваются.

Основными причинами образования гармоник с номерами 1...3 являются: отклонение расположения осей отверстий водила (фланца выходного вала); зазоры в сопряжениях деталей ведомого звена; биение подшипников, установленных на выходном валу. Гармоники 50 и 51 и кратные им характеризуют погрешности изготовления зубьев (погрешности шага и профиля зубьев) и проявляются при вхождении зубьев в зацепление как циклическая погреш-

ность зубцовой частоты.

Таким образом, уменьшив значения амплитуд гармоник путем повышения точности изготовления указанных деталей и сборки редуктора, можно значительно уменьшить кинематическую погрешность передачи и тем самым повысить ее эксплуатационные характеристики, такие как кинематическую точность, плавность работы и нагрузочную способность.

Выводы

1. Разработаны методика проведения экспериментальных исследований, методы и средства измерений кинематических погрешностей планетарных эксцентриковых редукторов, а также стенд на базе информационно-измерительной системы.

2. Проведены измерения кинематической погрешности планетарного эксцентрикового редуктора без нагрузки на выходном валу, а также при нагрузке в 20, 60 и 80 Н·м. В результате измерений на стенде были получены графики и спектры амплитуд. Установлены конструктивные и геометрические параметры деталей редуктора, которые в большей степени влияют на кинематическую погрешность передачи.

3. Установлено три участка гармонических составляющих кинематической погрешности: низкочастотный участок (гармоники 1...3), среднечастотный (гармоники 50 и 51) и высокочастотный (гармоники с наибольшими амплитудами, кратными 50 и 51).

4. Проведенные исследования позволили определить причины образования составляющих кинематической погрешности, которые можно устранить при изготовлении и сборке и повысить эксплуатационные характеристики передачи.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Планетарная передача : пат. 5092 С 1 Респ. Беларусь, МПК 7 F 16 Н 1/28 / А. М. Пашкевич, В. М. Пашкевич, В. В. Геращенко, М. Ф. Пашкевич ; заявитель Могилев. гос. техн. ун-т. – № 19981087 ; заявл. 30.11.98 ; опубл. 30.03.03 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2003. – № 1 (36). – С. 161.
2. **Пашкевич, М. Ф.** Планетарные передачи с повышенной нагрузочной способностью для реверсивной работы в приводах строительных и дорожных машин / М. Ф. Пашкевич, О. Е. Печковская // Вестн. МГТУ. – 2005. – № 2. – С. 127–131.
3. Повышение точности механических передач на основе компьютерного моделирования и использования технологий искусственного интеллекта : монография / В. М. Пашкевич [и др.]. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2011. – 139 с. : ил.
4. **Тайц, Б. А.** Точность и контроль зубчатых колес / Б. А. Тайц. – М. : Машиностроение, 1972. – 367 с.
5. Управление точностью планетарных роликовых передач на основе их моделирования и спектрального анализа кинематических погрешностей / М. Ф. Пашкевич [и др.] // Изв. Белорус. акад. наук. – 2002. – № 1. – С. 45–52.
6. **Капитонов, А. В.** Методика оценки и анализ кинематических погрешностей планетарных роликовых передач / А. В. Капитонов // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2009. – № 2. – С. 88–97.

Статья сдана в редакцию 5 июня 2014 года

Александр Валентинович Капитонов, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.
Тел.: +375-298-36-97-41.

Дмитрий Владимирович Непша, студент, Белорусско-Российский университет.

Михаил Васильевич Гончаров, студент, Белорусско-Российский университет.

Василий Петрович Лысов, студент, Белорусско-Российский университет.

Сергей Геннадьевич Черняков, аспирант, Белорусско-Российский университет.

Aleksandr Valentinovich Kapitonov, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.
Phone: +375-298-36-97-41.

Dmitry Vladimirovich Nepsha, student, Belarusian-Russian University.

Mikhail Vasilyevich Goncharov, student, Belarusian-Russian University.

Vasily Petrovich Lysov, student, Belarusian-Russian University.

Sergey Gennadyevich Chernyakov, PhD student, Belarusian-Russian University.