

УДК 621.83.06

А. В. Капитонов, С. Г. Черняков

ОБЕСПЕЧЕНИЕ ТОЧНОСТИ СБОРКИ ПЛАНЕТАРНОГО ЭКСЦЕНТРИКОВОГО РЕДУКТОРА С МОДИФИЦИРОВАННЫМИ ЗУБЬЯМИ САТЕЛЛИТА МЕТОДАМИ РАСЧЕТА ЛИНЕЙНЫХ РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЕЙ

UDC 621.83.06

A. V. Kapitonov, S. G. Chernyakov

ASSURANCE OF ACCURACY IN ASSEMBLING A PLANETARY ECCENTRIC REDUCTION GEAR WITH MODIFIED TEETH OF A SATELLITE GEAR BY USING METHODS OF CALCULATION OF LINEAR DIMENSION CHAINS

Аннотация

Приведены исследования точности сборки планетарного эксцентриксового редуктора с модифицированными зубьями сателлита на основе методик расчета размерных цепей. Представлены результаты расчета размерной цепи редуктора методом неполной взаимозаменяемости и методом регулирования с применением неподвижного компенсатора. Проведен анализ результатов исследования и выработаны рекомендации по использованию полученных результатов в условиях производства.

Ключевые слова:

планетарный эксцентриксовый редуктор, точность сборки, размерные цепи, взаимозаменяемость, метод регулирования, компенсатор.

Abstract

The paper presents the research into the accuracy of assembly of a planetary eccentric reduction gear with modified teeth of a satellite gear based on the methods of calculation of dimension chains. The results of the calculation of the dimension chain of a reduction gear by using the method of incomplete interchangeability and the control method with the application of a stationary compensator are given. The analysis of the research results is presented, and recommendations for the application of the obtained results in the production environment are elaborated.

Key words:

planetary eccentric reduction gear, assembling accuracy, dimension chains, interchangeability, control method, compensator.

Исследуемый редуктор представляет собой планетарный редуктор с разностью чисел зубьев центрального колеса внутреннего зацепления и сателлита, равной единице. Однако при использовании стандартного эвольвентного профиля зубьев сателлита такая передача не смогла бы функционировать вследствие наличия в зацеплении явления интерференции зубьев. Безытерференционное зацепление обеспечивается только при условии модификации

зубчатого зацепления, вследствие чего уменьшается толщина зубьев сателлита.

Положительным моментом модификации профиля зуба является то, что после нее наблюдается многопарность зубчатого зацепления, т. е. в зацеплении находится не одна пара зубьев, как это происходит в обычном зубчатом зацеплении прямозубых колес, а две или три в зависимости от числа зубьев сателлита. Поэтому можно сделать вывод, что данная передача будет обладать повы-

шенной нагрузочной способностью по сравнению с другими планетарными передачами при равных габаритных размерах.

На рис. 1 представлен планетарный эксцентриковый редуктор с моди-

фицированными зубьями сателлита.

До настоящего времени не проводились исследования точности изготовления деталей и сборки планетарных эксцентриковых редукторов с модифицированными зубьями сателлита.

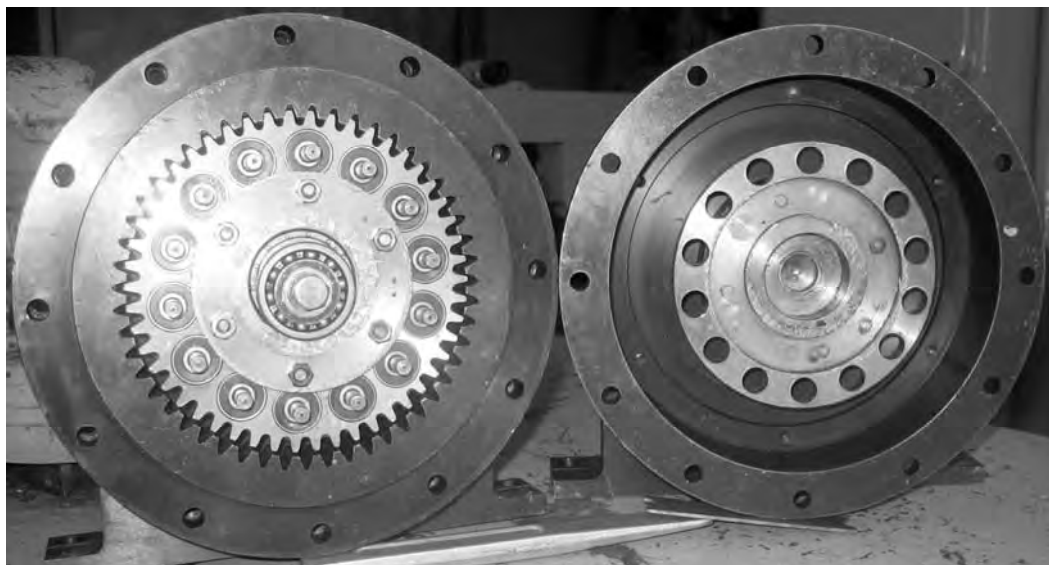


Рис. 1. Планетарный эксцентриковый редуктор

Схема планетарного эксцентрикового редуктора [1, 2] представлена на рис. 2.

Принцип работы указанного редуктора состоит в следующем. При вращении ведущего вала 1 редуктора вращается также эксцентрик 6, закрепленный на нем с помощью шпонки. На эксцентрике 6 установлен сателлит 3 с подшипником. При вращении эксцентрика сателлит 3 обкатывается по центральному колесу внутреннего зацепления 4, совершая планетарное движение. Вращение сателлита передается ведомому валу 2 редуктора посредством пальцев 5, установленных в сателлите на подшипниках качения.

Схема зацепления эксцентриковой передачи представлена на рис. 3.

Для обеспечения точности сборки планетарного эксцентрикового редуктора с модифицированными зубьями са-

теллита была использована методика расчета размерных цепей [4–7].

Замыкающим звеном в линейной размерной цепи редуктора примем осевой зазор между торцом кольца 10 (звено A_{10}) и торцом эксцентрика 6 (звено A_{11}), равный $0^{+0,25}$ мм. Осевой зазор необходим для обеспечения сборки редуктора, компенсации температурных деформаций и погрешностей формы и расположения собираемых деталей. Точность замыкающего звена может быть обеспечена двумя методами: методом неполной взаимозаменяемости и методом регулирования с применением неподвижного компенсатора.

В разрабатываемую размерную цепь входят звенья: A_1 – высота крышки 9; A_2 – высота крышки 8; A_3 – монтажная толщина центрального колеса 4; A_4 – высота крышки 7; A_5 – толщина упорного буртика в отверстии крышки 9;

A_6 , A_8 и A_{16} – ширины подшипников 14, 15 и 13 соответственно; A_7 – толщина распорного кольца 16; A_9 – расстояние от упорного буртика до торца ведомого вала 2; A_{10} – толщина кольца 10; A_{11} – толщина эксцентрика 6; A_{12} – толщина

кольца 12; A_{13} – толщина диска 11; A_{14} – размер упорного буртика на ведущем валу; A_{15} – толщина упорного буртика ведущего вала; A_{17} – толщина упорного буртика в отверстии крышки 7.

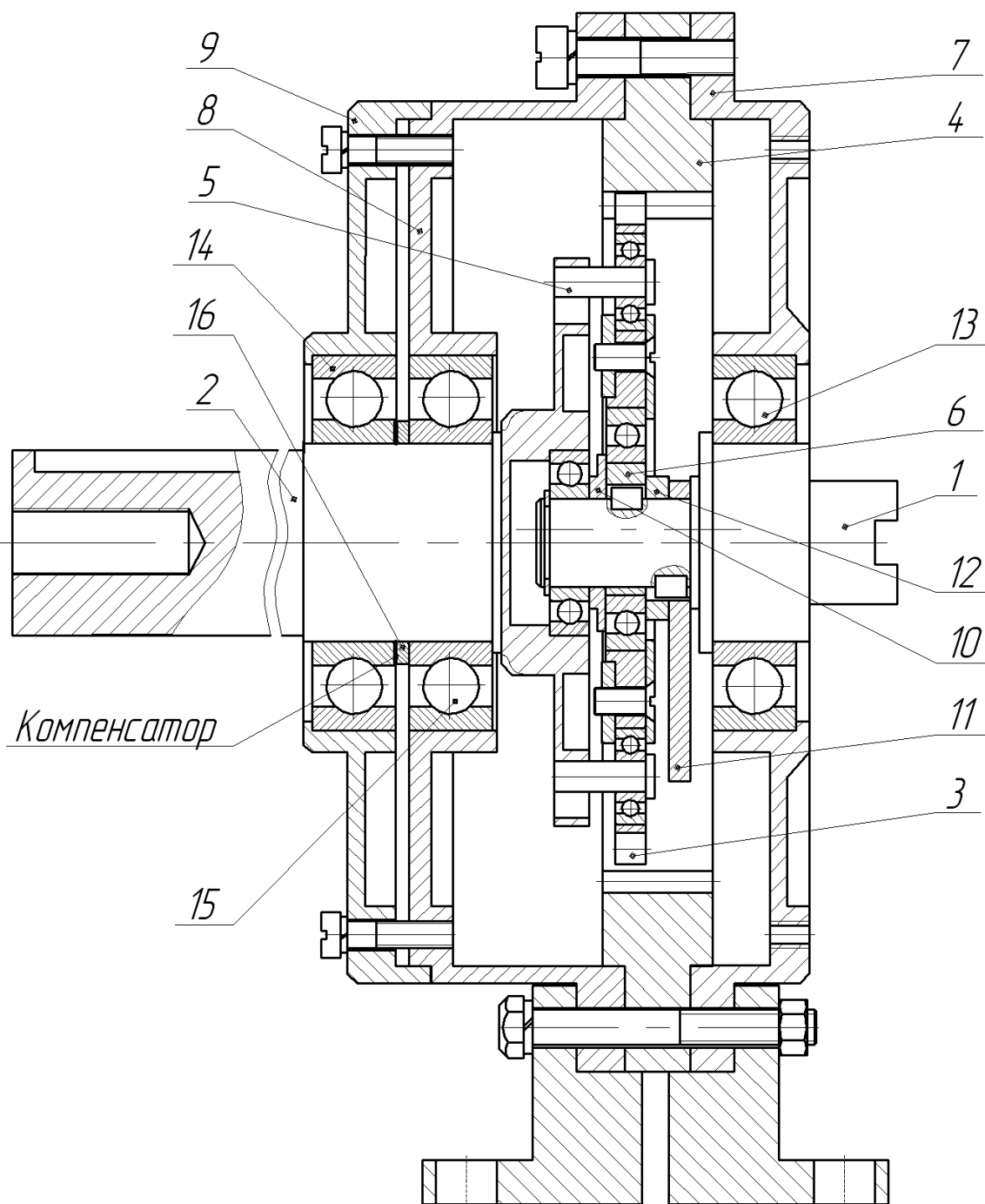


Рис. 2. Планетарный эксцентриковый редуктор: 1 – вал ведущий; 2 – вал ведомый; 3 – сателлит; 4 – центральное колесо; 5 – палец; 6 – эксцентрик; 7...9 – крышки; 10 – кольцо; 11 – диск; 12 – кольцо; 13...15 – подшипники; 16 – распорное кольцо

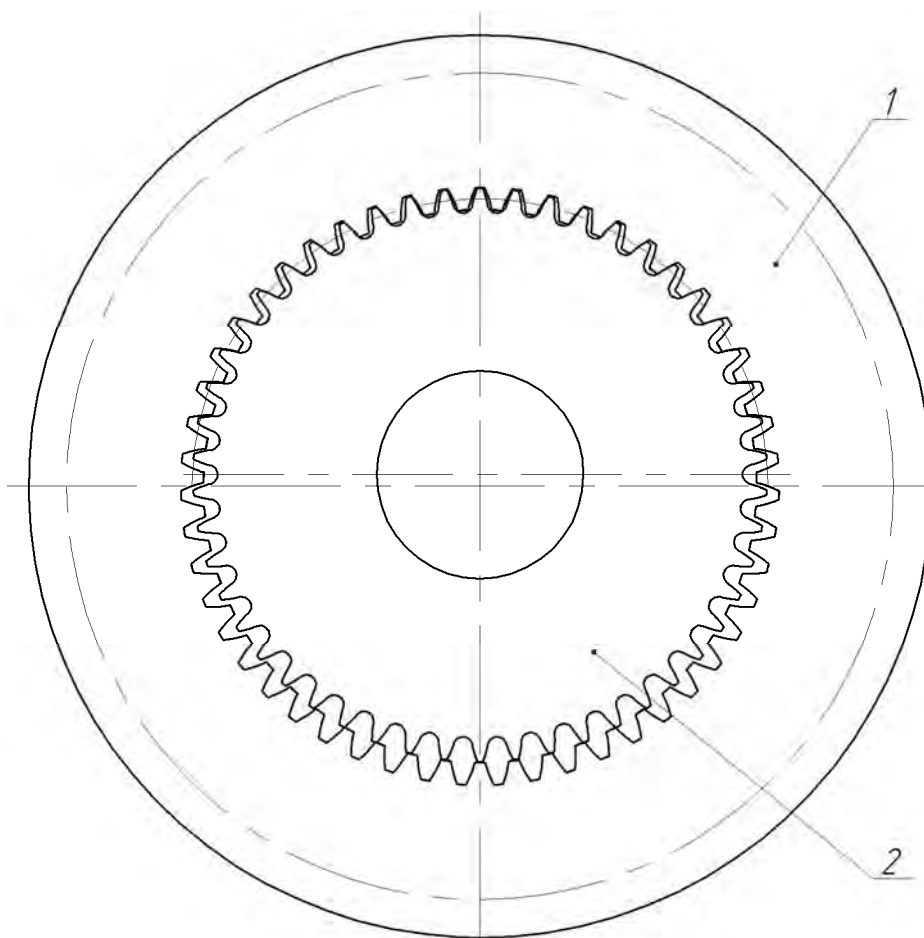


Рис. 3. Схема зацепления эксцентриковой передачи: 1 – центральное колесо; 2 – сателлит

Выполним расчет допусков составляющих звеньев по методу неполной взаимозаменяемости [4–7].

Сущность метода состоит в том, что точность замыкающего звена будет обеспечиваться не у всех изделий, а только у заранее обусловленной их части. При этом предварительно принимают процент риска, т. е. процент изделий, у которых может не обеспечиваться точность замыкающего звена. Задача решается теоретико-вероятностным методом, а процент риска в ней принят на уровне $P = 0,27\%$. При этом применяются следующие математические зависимости.

Для нахождения номинального размера замыкающего звена использу-

ется уравнение размерной цепи в номиналах

$$A_{\Delta} = \sum_{i=1}^{m-1} \xi_i A_i, \quad (1)$$

где A_{Δ} – номинальное значение замыкающего звена; A_i – номинальное значение составляющих звеньев; ξ_i – передаточное отношение i -го звена размерной цепи (в линейных размерных цепях для увеличивающих звеньев $\xi = +1$, для уменьшающих – $\xi = -1$); m – количество увеличивающих звеньев в размерной цепи.

Допуск замыкающего звена

$$TA_{\Delta} = t \sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} \xi_i^2 \cdot \lambda_i^2 \cdot TA_i^2}, \quad (2)$$

где TA_i – допуски составляющих звеньев; λ_i^2 – коэффициент, характеризующий закон рассеяния размеров; t – коэффициент риска, при принятом проценте риска $P = 0,27\%$ $t = 3$.

Координата середины поля допуска замыкающего звена

$$Ec_{\Delta} = \sum_{i=1}^{m-1} \xi_i Ec_i, \quad (3)$$

где Ec_i – координата середины поля допуска составляющих звеньев.

Верхнее предельное отклонение замыкающего звена

$$ESA_{\Delta} = \sum_{i=1}^{m-1} \xi_i Ec_i + t \sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} \xi_i^2 \cdot \lambda_i^2 \cdot \left(\frac{TA_i}{2}\right)^2}. \quad (4)$$

Нижнее предельное отклонение замыкающего звена

$$EIA_{\Delta} = \sum_{i=1}^{m-1} \xi_i Ec_i - t \sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} \xi_i^2 \cdot \lambda_i^2 \cdot \left(\frac{TA_i}{2}\right)^2}. \quad (5)$$

Результаты расчетов представлены в табл. 1.

Табл. 1. Результаты расчетов допусков составляющих звеньев методом неполной взаимозаменяемости

Обозначение звена	Номинальный размер, мм	Допуск TA , мм	Верхнее отклонение ES , мм	Нижнее отклонение EI , мм	Координата середины поля допуска Ec , мм
A_{Δ}	0	0,25	0,25	0	0,125
A_1	29	0,052	0	-0,052	-0,026
A_2	43	0,062	0	-0,062	-0,031
A_3	15	0,043	0	-0,043	-0,0215
A_4	27	0,052	0	-0,052	-0,026
A_5	2	0,025	0	-0,025	-0,0125
A_6	19	0,12	0	-0,12	-0,06
A_7	3	0,014	0,1995	0,1855	0,1925
A_8	19	0,12	0	-0,12	-0,06
A_9	22	0,052	0	-0,052	-0,026
A_{10}	3	0,025	0	-0,025	-0,0125
A_{11}	9	0,022	0	-0,022	-0,011
A_{12}	5	0,03	0	-0,03	-0,015
A_{13}	5	0,03	0	-0,03	-0,015
A_{14}	2	0,025	0,0125	-0,0125	0
A_{15}	3	0,025	0	-0,025	-0,0125
A_{16}	19	0,12	0	-0,12	-0,06
A_{17}	3	0,025	0	-0,025	-0,0125

При расчете допусков на размеры составляющих звеньев размерной цепи этим методом были получены допуски по девятому качеству точности.

Расчет размерной цепи методом регулирования с применением неподвижного компенсатора проводился согласно методике и рекомендациям [4–10].

Сущность метода заключается в том, что на составляющие звенья допуски увеличивают до экономически целесообразных в данных производственных условиях величин, а точность замыкающего звена обеспечивается за счет изменения размеров компенсирующего звена. Такой метод предполагает наличие в изделиях неподвижных компенсаторов – колец или прокладок.

При обеспечении точности замыкающего звена методом регулирования используют следующие математические зависимости.

Производственный допуск замыкающего звена

$$TA_{\Delta}' = \sum_{i=1}^{m-1} TA_i', \quad (6)$$

где TA_i' – производственные допуски, установленные на составляющие звенья, кроме компенсирующего звена.

Величина компенсации определяется по формуле

$$T_K = TA_{\Delta}' - TA_{\Delta} + T_{MK}, \quad (7)$$

где TA_{Δ} – допуск замыкающего звена; T_{MK} – допуск на изготовление компенсатора.

Координата середины поля производственного допуска замыкающего звена

$$Ec_{\Delta}' = \sum_{i=1}^{m-1} \xi_i Ec_i', \quad (8)$$

где Ec_i' – середина поля производственного допуска составляющих звеньев.

Величина компенсации координа-

ты середины поля производственного допуска замыкающего звена

$$Ec_K = \pm(Ec_{\Delta}' - Ec_{\Delta}'). \quad (9)$$

Знак «+» ставится в том случае, если компенсатор является увеличивающим звеном, а знак «-» – если уменьшающим.

Предельные значения величины необходимой компенсации

$$ES_K = Ec_K + \frac{T_K}{2}; \quad (10)$$

$$EI_K = Ec_K - \frac{T_K}{2}. \quad (11)$$

При расчете получена величина $EI_K < 0$, поэтому необходимо изменить координату середины поля допуска одного из составляющих звеньев. Изменим координату середины поля допуска звена A_9 , являющегося уменьшающим.

Искомая величина определяется по формуле

$$Ec_i'' = Ec_i' + EI_K. \quad (12)$$

Новые предельные отклонения для измененного звена

$$ESA_i'' = Ec_i'' + \frac{TA_i'}{2}; \quad (13)$$

$$EIA_i'' = Ec_i'' - \frac{TA_i'}{2}. \quad (14)$$

Толщина одной прокладки определяется из зависимости

$$S \leq TA_{\Delta}. \quad (15)$$

Число прокладок N определяется по формуле

$$N = \frac{T_K}{S}. \quad (16)$$

Расчетное количество прокладок $N = 11$.

Расположение компенсатора указано на рис. 2.

Результаты расчетов представлены в табл. 2.

Табл. 2. Результаты расчетов допусков составляющих звеньев методом регулирования

Обозначение звена	Номинальный размер, мм	Допуск TA , мм	Верхнее отклонение ES , мм	Нижнее отклонение EI , мм	Координата середины поля допуска Es , мм
A_{Δ}	0	0,25	0,25	0	0,125
A_1	29	0,21	0	-0,21	-0,105
A_2	43	0,25	0	-0,25	-0,125
A_3	15	0,18	0	-0,18	-0,09
A_4	27	0,21	0	-0,21	-0,105
A_5	2	0,1	0	-0,1	-0,05
A_6	19	0,12	0	-0,12	-0,06
A_7	3	2,1	1,18	-0,92	0,13
A_8	19	0,12	0	-0,12	-0,06
A_9	22	0,21	-0,92	-1,13	-1,025
A_{10}	3	0,1	0	-0,1	-0,05
A_{11}	9	0,15	0	-0,15	-0,075
A_{12}	5	0,12	0	-0,12	-0,06
A_{13}	5	0,12	0	-0,12	-0,06
A_{14}	2	0,1	0,05	-0,05	0
A_{15}	3	0,1	0	-0,1	-0,05
A_{16}	19	0,12	0	-0,12	-0,06
A_{17}	3	0,1	0	-0,1	-0,05

Расчетом размерной цепи методом регулирования получены допуски на размеры составляющих звеньев, соответствующие двенадцатому качеству точности.

Таким образом, точность сборки планетарного эксцентрикового редуктора может быть обеспечена как методом неполной взаимозаменяемости, так и методом регулирования с применением неподвижного компенсатора.

Для изготовления планетарного эксцентрикового редуктора в условиях опытно-экспериментального производства рекомендуется использовать метод регулирования, т. к. при этом полученные расчетные допуски на составляющие звенья шире допусков, рассчитан-

ных по методу неполной взаимозаменяемости, а следовательно, ниже затраты на обработку деталей редуктора. Допуски, полученные методом неполной взаимозаменяемости, целесообразно использовать при изготовлении редуктора в условиях серийного производства, т. к. при этом из технологического процесса сборки редуктора исключаются регулировочные работы, вследствие чего снижаются затраты труда на сборку и уменьшается ее время.

Заключение

1. Проведен размерный анализ точности сборки редуктора методом неполной взаимозаменяемости и методом регулирования с применением неподвижного

компенсатора. В результате размерного анализа методом неполной взаимозаменяемости установлено, что для обеспечения заданной точности сборки редуктора составляющие звенья должны быть изготовлены с допусками, соответствующими девятому качеству точности. Размерный анализ методом регулирования показал, что составляющие звенья редуктора могут быть выполнены с допусками, соответствующими двенадцатому качеству точности.

2. В результате исследования точности сборки редуктора была составле-

на линейная размерная цепь, установлены составляющие звенья и замыкающее звено, определено расположение компенсатора, рассчитаны допуски на осевые размеры деталей, входящих в размерную цепь.

3. Даны рекомендации по практическому использованию результатов проведенных исследований в условиях машиностроительного производства, позволяющие обеспечить точность сборки планетарных эксцентриковых редукторов.

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. Герашенко, 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. – 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. ГОСТ 16319-80. Размерные цепи. Термины и определения. – Введ. 1981–01–01. – М. : Изд-во стандартов, 1980. – 29 с.
4. ГОСТ 16320-80. Цепи размерные. Расчет плоских цепей. – Введ. 1981–01–01. – М. : Изд-во стандартов, 1982. – 31 с.
5. Якушев, А. И. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения / А. И. Якушев, Л. Н. Воронцов, Н. М. Федотов. – М. : Машиностроение, 1986. – 352 с.
6. Допуски и посадки : справочник в 2 ч. / В. Д. Мягков [и др.] ; под ред. В. Д. Мягкова. – Л. : Машиностроение, 1982. – Ч. 2. – 1032 с.
7. Солонин, И. С. Расчет сборочных и технологических размерных цепей / И. С. Солонин, С. И. Солонин. – М. : Машиностроение, 1980. – 110 с.
8. Сергеев, А. Г. Метрология, стандартизация, сертификация : учеб. пособие / А. Г. Сергеев, М. В. Латышев, В. В. Терегеря. – М. : Логос, 2003. – 536 с.
9. Сергеев, А. Г. Метрология : учебник / А. Г. Сергеев. – М. : Логос, 2005. – 272 с.
10. Новиков, М. П. Основы технологии сборки машин и механизмов / М. П. Новиков. – М. : Машиностроение, 1980. – 592 с.

Статья сдана в редакцию 27 сентября 2012 года

Александр Валентинович Капитонов, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. Тел.: 8-0222-26-62-98.

Сергей Геннадьевич Черняков, аспирант, Белорусско-Российский университет. Тел.: 8-0336-90-79-60.

Aleksandr Valentinovich Kapitonov, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University. Тел.: 8-0222-26-62-98.

Sergey Gennadyevich Chernyakov, PhD student, Belarusian-Russian University. Тел.: 8-0336-90-79-60.