

Научная статья

Статья в открытом доступе

УДК 621.8

doi: 10.30987/2782-5957-2023-8-11-17

ПОВЫШЕНИЕ НАГРУЗОЧНОЙ СПОСОБНОСТИ МЕЛКОМОДУЛЬНОЙ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Алексей Васильевич Суслин¹, Илдар Сергеевич Барманов²✉

^{1,2} Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королева (Самарский университет), Самара, Россия

¹ suslin1217@yandex.ru, <https://orcid.org/0000-0002-7746-7640>

² isbarmanov@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0002-6373-0815>

Аннотация

Цель исследования: проанализировать возможные способы повышения нагрузочной способности и разработать червячную передачу, соответствующую следующим требованиям и условиям работы: минимальная масса, высокая надежность, необслуживаемая, кратковременный режим работы, ограниченные условия смазывания, возможность работы при низких температурах. Задачей, решению которой посвящена статья, является увеличение нагрузочной способности и повышение износостойкости червячных передач. Под нагрузочной способностью понимается возможность передачи наибольших вращающих моментов при наименьших габаритных размерах. Методы исследования основаны на теории прочности, теории упругости, механике контактного взаимодействия. Новизна работы заключается в выявлении эффективных конструкторско-технологических способов повышения нагрузочной способности, разработке модификации червячной передачи и апробации методики

расчета на прочность передачи с глобоидным червяком.

Результаты исследования: выполнен обзор и анализ результатов исследований, касающихся модификации передачи, условий работы, смазывания, технологии изготовления, изнашивания; рассмотрены возможные методы повышения несущей способности мелко модульной червячной передачи; разработана модификация передачи с глобоидным червяком; апробирована методика расчета на прочность.

Выводы: методика расчета на прочность и способ модификации глобоидной передачи позволяют улучшать качественные характеристики червячных передач – массогабаритные характеристики, надежность, ресурс, простота эксплуатации.

Ключевые слова: червячная передача, прочность, геометрия, технология, изготовление, модификация.

Ссылка для цитирования:

Суслин А.В. Повышение нагрузочной способности мелко модульной червячной передачи / А.В. Суслин, И.С. Барманов // Транспортное машиностроение. – 2023. - № 08. – С. 11-17. doi: 10.30987/2782-5957-2023-8-11-17.

Original article

Open Access Article

INCREASE IN LOAD CAPACITY OF SMALL-MODULE WORM GEAR

Aleksey Vasilyevich Suslin¹, Ildar Sergeevich Barmanov²✉

^{1,2} Samara National Research University named after S.P. Korolev (Samara University), Samara, Russia

¹ suslin1217@yandex.ru, <https://orcid.org/0000-0002-7746-7640>

² isbarmanov@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0002-6373-0815>

Abstract

The study objective is to analyze possible ways to increase the load capacity and develop a worm gear that meets the following requirements and working conditions: minimum weight, high reliability, maintenance-free, short-term operation mode, limited lubrication conditions, the ability to work at low temperatures.

The task to which the paper is devoted is to increase the load capacity and the wear resistance of worm

gears. The load capacity is defined as the possibility of transmitting the greatest torques with the smallest overall dimensions. The research methods are based on the theory of strength, theory of elasticity, mechanics of contact interaction. The novelty of the work is in finding effective design and technological ways to increase the load capacity, developing a modification of the worm gear and testing the method for calculating the strength of the transmission with a globoidal worm.

Research results: a review and analysis of the results of studies concerning the modification of gear, working conditions, lubrication, manufacturing tech-

nology, wear; possible methods of increasing the bearing capacity of a small-module worm gear are considered; a modification of the gear with a globoidal worm is developed; a method of strength calculation is tested.

Conclusions: the method of strength calculation and the method of modification of the globoidal gear allow improving the quality characteristics of worm gears – weight and size characteristics, reliability, resource, ease of operation.

Keywords: worm gear, strength, geometry, technology, manufacture, modification.

Reference for citing:

Suslin AV, Barmanov IS. Increase in load capacity of a small-module worm gear. *Transport Engineering*. 2023; 8: 11-17. doi: 10.30987/2782-5957-2023-8-11-17.

Введение

Червячные передачи находят широкое применение в технике, поскольку обладают компактными размерами и имеют достаточно высокие значения передаточных отношений [1,2]. Однако, им свойственны недостатки, ограничивающие их применение – низкий коэффициент полезного действия, сложность в изготовлении, высокие требования к точности сборки, изнашивание и невысокая нагрузочная способность, ограниченная, как правило, большими потерями мощности на преодоление сил трения [3-5]. Повысить нагрузочную способность и износостойкость можно применением червячных передач с глобоидным червяком, витки которых в контакте с зубьями колеса образуют большее число пар зацеплений.

На данный момент широкое внедрение сдерживается особенностями конструкции, геометрии и ограниченностью технологий изготовления глобоидных червячных передач. Для улучшения характеристик и эффективности глобоидных червячных передач в последнее время стали применять модифицированные передачи, имеющие усовершенствованную геометрию рабочих поверхностей и/или технологию нарезания витков червяка. Поэтому данный способ повышения нагрузочной способности является актуальным.

В работах [6-8] исследуются картина зацепления и контакт рабочих поверхностей классических и модифицированных передач, проводится анализ взаимодействия рабочих поверхностей. Подобные исследования позволяют раскрыть и изу-

чить влияние геометрии на плавность зацепления, а также разработать конструктивные решения по улучшению геометрии зацепления глобоидных передач. Также, в настоящее время проводят исследования и разрабатывают технологии, инструменты и методы изготовления деталей червячных передач, направленные на повышение эффективности механической обработки рабочих поверхностей витков червяка и зубьев колеса. В работах [9-11] представлены результаты оценки различных конструктивных и технологических решений по совершенствованию глобоидных передач. Подтверждается возможность применения данных решений для нарезания выпукло-вогнутых поверхностей сопряжения глобоидной пары с исходным цилиндрическим колесом, что позволяет реализовать изготовление глобоидных передач с большей несущей способностью без применения глобоидных фрез. Усовершенствован технологический процесс изготовления передач с глобоидным червяком, имеющем локализованное пятно контакта. Приведена информация о нагрузочной способности модифицированных передач. В работах [12, 13] определялись величины износа рабочей поверхности зубьев колеса в червячной передаче. Износ рассчитывается методом итераций, что позволяет оценить изменение геометрии. В работе [14] предлагается метод расчета продолжительности работы передачи по условию достижения предельного износа. Метод учитывает кинематику и контактные напряжения. В работе [15] исследовалась стойкость по-

верхности глобоидных передач посредством контроля геометрических размеров, что позволяет анализировать характер изменения профилей витков и зубьев. В работе [16] предложен метод расчета продолжительности червячной передачи. Долговечность определялась с учетом величины линейного износа зубьев колеса, для определения которого экспериментальным путем рассчитывалась интенсивность изнашивания в зависимости от контактного давления, твердости поверхностей и поправочных коэффициентов. В работе [17] представлен метод определения коэффициента динамичности и его изменение по мере увеличения износа. В работе [18] предлагается алгоритм расчета износа глобоидной передачи, полей зазоров в зацеплении, податливости деталей, распределения нагрузки. Процесс износа глобоидного

зацепления дискретизируется, предполагая при этом, что износ в контактных точках происходит только на границах малого временного интервала, а внутри него соприкасающиеся поверхности считаются неизнашивающимися. Это позволяет реализовать численный метод определения величины износа. Рассмотренные исследования в основном проводились для силовых передач, работающих в условиях жидкостного смазывания, что не соответствует для разрабатываемой передачи. Тем не менее подобные исследования доказывают возможность применения различных конструктивных и технологических способов для повышения нагрузочной способности червячных передач, при этом обеспечивая износостойкость и продолжительность работы.

Материалы, модели, эксперименты и методы

Поставлена задача – спроектировать мелко модульную червячную передачу под следующие требования и условия работы: минимальная масса и габаритные размеры, высокая надежность, необслуживаемая, кратковременный режим работы, ограниченные условия смазывания, возможность работы при низких температурах. Для проектируемой передачи необходимо рассчитать геометрию и подтвердить работоспособность расчетами на прочность и натурными испытаниями. Исходные данные: передаточное число $U=120$, число заходов червяка $z_1=1$, число зубьев колеса $z_2=120$, модуль $m=0,4$ мм, частота вращения червяка $n_1=600$ об/мин, степень точности 7, крутящий момент на колесе $T_2=4$ Нм, смазка передачи и подшипников – консистентная, без замены на протяжении всего срока службы, срок службы 40000 часов, продолжительность одного рабочего цикла 3-4 секунды, ресурс работы 60000 циклов.

Изначально были спроектированы передачи с цилиндрическим и глобоидным червяками, в которых антифрикционными парами были сталь-бронза. Однако, по результатам испытаний данные передачи имели недостаточную нагрузочную способность – передачи не отрабатывали за-

данный ресурс по причине интенсивного изнашивания рабочих поверхностей. Вероятнее всего это связано с нестационарным и кратковременным режимом работы, а также применением консистентной смазки. В связи с этим, был заменен материал червячного колеса с бронзы на сталь. При этом твердость рабочей поверхности червячного колеса составляла 29-35 HRC, а твердость рабочей поверхности витков червяка 40-45 HRC.

Передача с цилиндрическим червяком получилась в следующих параметрах (исходный производящий контур червяка по ГОСТ 20184-81): число заходов червяка $z_1=1$; число зубьев колеса $z_2=120$; коэффициенты смещения $x=0$; модуль $m=0,4$ мм; коэффициент диаметра червяка $q=14$; делительный диаметр червяка $d_1=5,6$ мм; делительный диаметр колеса $d_2=48$ мм; ширина колеса $b_2=4,5$ мм; межосевое расстояние $a_w=26,8$ мм.

Результаты испытаний передачи с цилиндрическим червяком оказались неудовлетворительными – необходимая износостойкость и нагрузочная способность не были достигнуты. В связи с полученными результатами дальнейшие разработки были сосредоточены на передаче с глобоидным червяком. Основные параметры

глобоидной передачи установлены ГОСТ 9369-77 с углом скрещивания 90 градусов. Расчет геометрии выполняют по ГОСТ 17696-89. Исходный червяк и исходный производящий червяк глобоидной передачи по ГОСТ 24438-80. Для проектируемой передачи с глобоидным червяком некоторые параметры отличались от ГОСТ 24438-80. Для модификации передачи были приняты следующие параметры: угол профиля червяка $\alpha_{x1} = 20^\circ$, коэффициент высоты делительной головки витка $h_a^* = 1$, коэффициент радиального зазора у поверхности

впадины червяка и колеса $c^* = 0,2$, коэффициент радиуса кривизны переходной кривой витка $\rho_{f1}^* = 0,3$. Это позволило применить для изготовления глобоидной передачи инструмент, предназначенный для изготовления передач с цилиндрическим червяком. Результаты расчета геометрии глобоидной передачи: основные размеры и параметры получились такие же, как и для передачи с цилиндрическим червяком. Дополнительно были рассчитаны параметры, представленные в таблице ниже.

Таблица

Значения параметров червячного зацепления

Table

Values of worm gear parameters

Параметр	Значение
Высота головки зуба червяка	$h_{a1} = 0,4 \text{ мм}$
Высота ножки зуба червяка	$h_{f1} = 0,48 \text{ мм}$
Диаметр вершин червяка	$d_{a1} = 6,4 \text{ мм.}$
Диаметр впадин червяка	$d_{f1} = 4,64 \text{ мм.}$
Диаметр вершин колеса	$d_{a2} = 48,8 \text{ мм.}$
Диаметр впадин колеса	$d_{f2} = 47,04 \text{ мм.}$
Радиус вершин витков червяка в осевой плоскости	$R_{a1} = 23,6 \text{ мм.}$
Радиус впадин витков червяка в осевой плоскости	$R_{f1} = 24,48 \text{ мм.}$
Длина нарезанной части червяка по впадинам	$b_{f1} = 16,8 \text{ мм.}$
Наибольший диаметр колеса	$d_{ae2} = 49,25 \text{ мм.}$
Угол охвата червяком колеса	$2v = 38,94^\circ$.
Число зубьев колеса в обхвате червяком	$z' \approx 12$.

После определения геометрических размеров и параметров требовалось выполнить расчет червячной передачи на прочность по контактным и изгибным напряжениям. Расчет на контактную прочность обеспечивает износостойкость передачи, поскольку интенсивность изнашивания зависит от величины контактных напряжений. Расчет на изгибную прочность выполняется только для колес, которые изготавливаются, как правило, из ме-

нее прочных материалов, чем червяки. Ввиду отсутствия в настоящее время методик расчета глобоидных передач, была разработана методика определения расчетных контактных и изгибных напряжений, подробно изложенная в [19]. За основу взяты методики расчета червячных передач с цилиндрическим червяком [1, 3, 5]. Контактные напряжения зубьев колеса с витками червяка определяются по формуле, полученной из формулы Герца

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{E_1 E_2}{E_1 (1 - \mu_2^2) + E_2 (1 - \mu_1^2)} \frac{4 T_2 K_{H\beta} K_{HV} \cos^2 \gamma}{\pi d_1 d_2^2 \xi \delta \epsilon_\alpha \sin \alpha \cos \alpha}},$$

где E_1, E_2 – модуль упругости материала червяка и червячного колеса соответственно; μ_1, μ_2 – коэффициент Пуассона материала червяка и червячного колеса соответственно; $K_{H\beta}$ – коэффициент концентрации нагрузки по контактным напряжениям; $K_{H\alpha}$ – коэффициент динамической нагрузки по контактным напряжениям; α – угол профиля; γ – угол подъема винтовой линии червяка; ξ – коэффициент, учитывающий уменьшение длины контактных линий; δ – половина угла охвата колесом червяка; ε_α – коэффициент торцевого перекрытия.

Расчет изгибной прочности глобоидной передачи основан на расчете косозубого зубчатого колеса. Изгибные напряжения определяются по зависимости:

$$\sigma_F = \frac{2T_2 K_{F\beta} K_{F\alpha} Y_F \cos \gamma}{d_1 d_2 m_n \xi \delta \varepsilon_\alpha},$$

где $K_{F\beta}$ – коэффициент концентрации нагрузки при изгибе; $K_{F\alpha}$ – коэффициент динамической нагрузки при изгибе; m_n – нормальный модуль; Y_F – коэффициент формы зуба.

Коэффициент формы зуба согласно [1, 3] определяется в зависимости от приведенного числа зубьев $z_v = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma}$. По-

скольку в начальной фазе зацепления в контакте находятся не все пары зубьев [3, 5], предварительно можно принять $\xi = 0,5 \dots 0,75$. Коэффициент торцевого перекрытия для передач с глобоидным червяком – $\varepsilon_\alpha = z'$. Рабочие поверхности червячных передач достаточно хорошо прирабатываются, поскольку материал зубчатого венца червячного колеса более мягкий по сравнению с материалами витков червяка. Это приводит к более равномер-

ному распределению усилий между парами зубьев, что уменьшает коэффициенты неравномерности распределения нагрузки $K_{H\beta}, K_{F\beta}$. Необходимые условия прочности по контактным и изгибным напряжениям для проектируемой модифицированной червячной передачи с глобоидным червяком были выполнены.

Далее проводились испытания данной передачи с числом циклов нагружения $N = 120000$. Испытания на ресурс проводились на стенде, производилось нагружение червячного колеса с помощью тормозной муфты и измерение вращающего момента. По величине электрического тока и напряжению определяли входную мощность.

По результатам испытаний установлено, что коэффициенты полезного действия передач с цилиндрическим и глобоидным червяком отличались несущественно. В связи с этим, коэффициент полезного действия для глобоидной передачи можно рассчитывать по зависимостям цилиндрической передачи. Значение коэффициента полезного действия составило 40 % при шероховатости рабочих поверхностей витков червяка $Ra1,6$ и зубьев колеса $Ra6,3$. Низкое значение коэффициента полезного действия для данной передачи не критично, поскольку передача маломощная и кратковременного действия.

Также отмечено, что величина износа зубьев передачи с цилиндрическим червяком оказалась больше, чем передачи с глобоидным червяком, что связано с большей нагрузочной способностью проектируемой глобоидной передачи, имеющей одновременно в контакте 12 пар зацеплений. Результаты испытаний подтвердили работоспособность модифицированной передачи с глобоидным червяком при соблюдении технологии сборки и регулировки пятна контакта.

Результаты

Выполнен обзор и анализ возможных способов повышения несущей способности червячных передач. Проработаны возможные варианты их реализации. Проведены необходимые

испытания червячных передач, которые позволили оценить работоспособность и возможность достижения поставленной цели. Спроектирована модифицированная червячная передача с глобоидным

червяком, работоспособность которой подтверждена расчетами на прочность и испытаниями. Результаты испытаний подтверждают достоверность методики

Заключение

В результате анализа различных конструктивных и технологических способов улучшения характеристик червячных передач разработана модификация передачи с глобоидным червяком. Для оценки прочности данной передачи применялась разработанная авторами методика расчета на контактную и изгибную прочность. Работоспособность, износостойкость и повышение нагрузочной

расчета на прочность и эффективность применяемого метода повышения нагрузочной способности для заданных условий работы.

способности модифицированной передачи, а также достоверность методики расчета на прочность были подтверждены результатами натурных испытаний. Методика расчета на прочность и методы модификации глобоидной передачи позволяют улучшать качественные характеристики червячных передач – массогабаритные характеристики, надежность, ресурс, простота эксплуатации.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Иосилевич Г.Б. Детали машин. М., Машиностроение, 1988, 368 с.
2. Кудрявцев В.Н. Детали машин. Л., Машиностроение, 1980, 464 с.
3. Шелюфаст В.В. Основы проектирования машин. М., Изд-во АПМ, 2005, 472 с.
4. Иванов М.Н., Финогенов В.А. Детали машин: Учебник для машиностроительных специальностей вузов. М., Высшая школа, 2010, 408 с.
5. Решетов Д.Н. Детали машин. Учебник для вузов. М., Машиностроение, 1989, 496 с.
6. Виноградов А.Б. Технологическое проектирование глобоидной передачи с высокой нагрузочной способностью. Вестник развития науки и образования, 2009, № 5, С. 16-21.
7. Виноградов А.Б. Экспериментальное исследование опытной глобоидной передачи с локализованным контактом. Современные технологии в машиностроении. Сб. статей VIII Всероссийской научн.-практ. конф., 2004, С. 166-168.
8. Виноградов А.Б. Технология изготовления глобоидной передачи с червяком, шлифуемым плоскостью. Современные проблемы машиностроения: Труды II междунар. научн.-техн. конф., 2004, С. 415-418.
9. Малько Л.С., Сулягин А.В., Трифанов И.В., Захарова Н.В., Суханова О.А. Экспериментальная оценка конструкторско-технологических решений при зубообработке сопряженных звеньев глобоидной передачи с исходным цилиндрическим эвольвентным колесом. СТИН, 2020, № 10, С. 16-21.
10. Федотов Б.Ф., Думилин С.В., Щегольков Н.Н., Беляков В.Н. Совершенствование технологии нарезания модифицированных глобоидных передач с локализованным пятном контакта. Известия МГТУ «МАМИ», 2014, Т.2., №1 (19), С. 96-99.

11. Гудов Е.А., Лагутин С.А., Федотов Б.Ф. Нагрузочная способность модифицированных глобоидных передач. Вестник национального технического университета «ХПИ»: Сб. научн. трудов. Тематический выпуск «Проблемы механического привода», 2011, №29, С. 41-52.
12. Sharif K.J.L, Evans H.P., Snidle R.W., Egorov I.M. Simulation of wear in a worm gear under elastohydrodynamic conditions. Proceedings of the world tribology congress III, 2005, pp. 255-256.
13. Sharif K.J., Evans H.P., Snidle R.W. Prediction of the wear pattern in worm gears. Wear, 2006, Т. 261, № 5-6, pp. 666-673.
14. Павлов В.Г., Попов П.К., Селиверстов Е.Ю., Семидоцкий Н.В. Ресурс работы червячной передачи по условию предельно допустимого износа. Трение и смазка в машинах и механизмах, 2007, № 5, С. 21-25.
15. Попов В.А. Исследование устойчивости исходной геометрии активных поверхностей витков и зубьев глобоидной передачи. Вестник машиностроения, 2010, № 7, С. 10-16.
16. Андриенко Л.А., Вязников В.А. Ресурс работы червячных передач по критерию изнашивания. Известия высших учебных заведений. Машиностроение, 2011, № 4, С. 3-6.
17. Андриенко Л.А., Вязников В.А. Влияние изнашивания на динамические нагрузки в червячной передаче. Известия высших учебных заведений. Машиностроение, 2011, № 9, С. 18-22.
18. Вяткин А.И. Общий подход к расчету износа глобоидной передачи. Международный научно-исследовательский журнал, 2017, № 1-4 (55), С. 48-50.
19. Суслин А.В., Барманов И.С. Методика расчета на прочность глобоидной червячной передачи // Frontier Materials & Technologies, 2022. № 2. С. 84–91. DOI: 10.18323/2782-4039-2022-2-84-91.

REFERENCES

1. Iosilevich GB. Machine parts. Moscow: Mashinostroenie; 1988.

2. Kudryavtsev VN. Machine parts. Leningrad: Mashinostroenie; 1980.

3. Shelofast VV. Fundamentals of machine design. Moscow: APM Publishing House; 2005.
4. Ivanov MN, Finogenov VA. Machine parts: textbook for engineering specialties of universities. Moscow: Visshaya Shkola; 2010.
5. Reshetov DN. Machine parts: textbook for universities. Moscow: Mashinostroenie; 1989.
6. Vinogradov AB. Technological design of a globoidal gear with a high load capacity. Vestnik Razvitiya Nauki i Obrazovaniya. 2009;5:16-21.
7. Vinogradov AB. Experimental study of globoidal gear with localized contact. Collection of Papers of the VIII All-Russian Scientific-practical Conference, 2004: Modern Technologies in Mechanical Engineering. p.166-168.
8. Vinogradov AB. Technology of manufacturing a globoidal gear with a worm ground by a plane. Proceedings of the II International Scientific and Technical Conference, 2004: Modern Problems of Mechanical Engineering. p.415-418.
9. Malko LS, Sutyagin AV, Trifanov IV, Zakharova NV, Sukhanova OA. Experimental evaluation of design and technological solutions for gear processing of coupled links of a globoidal gear with an initial cylindrical involute wheel. STIN. 2020;10:16-21.
10. Fedotov BF, Dumilin SV, Shchegolkov NN, Belyakov VN. Improving the technology of cutting modified globoidal gears with a localized contact spot. Izvestiya MG TU "MAMI". 2014;2(19):96-99.
11. Gudov EA, Lagutin SA, Fedotov BF. Load capacity of modified globoidal gears. Collection of Scientific Papers, 2011: Vestnik KhPI". 2011;29:41-52.
12. Sharif KJ, Evans HP, Snidle RW, Egorov IM. Simulation of wear in a worm gear under elastohydrodynamic conditions. Proceedings of the World Tribology Congress III, 2005. p. 255-256.
13. Sharif KJ, Evans HP, Snidle RW. Prediction of the wear pattern in worm gears. Wear. 2006;261(5-6):666-673.
14. Pavlov VG, Popov PK, Seliverstov EYu, Semidotsky NV. The service life of the worm gear under the condition of maximum permissible wear. Trenie i Smazka v Mashinakh i Mechanismakh. 2007;5:21-25.
15. Popov VA. Study of the stability of the initial geometry of the active surfaces of globoidal gear coils and teeth. Vestnik Mashinostroeniya. 2010;7:10-16.
16. Andrienko LA, Vyaznikov VA. Worm gear operation resource according to the wear criterion. BMSTU Journal of Mechanical Engineering. 2011;4:3-6.
17. Andrienko LA, Vyaznikov VA. Influence of wear on dynamic loads in worm gear. BMSTU Journal of Mechanical Engineering. 2011;9:18-22.
18. Vyatkin AI. A general approach to calculating the wear of a globoidal gear. International Research Journal. 2017;1-4(55):48-50.
19. Suslin AV, Barmanov IS. Technique for calculating the strength of a globoidal worm gear. Frontier Materials & Technologies. 2022;2:84-91. DOI: 10.18323/2782-4039-2022-2-84-91.

Информация об авторах:

Суслин Алексей Васильевич – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры основ конструирования машин Самарского университета, SPIN-код: 7647-3231, Scopus Author ID 6602142667; тел. 89047440906.

Suslin Aleksey Vasilyevich – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Fundamentals of Machine Design at Samara University SPIN-код: 7647-3231, Scopus Author ID 6602142667; phone: 89047440906;.

Барманов Ильдар Сергеевич – кандидат технических наук, доцент кафедры основ конструирования машин Самарского университета, SPIN-код: 3581-9750, Web of Science Researcher ID C-1264-2017, Scopus Author ID 56365757600, тел. 89093430770.

Barmanov Ildar Sergeevich – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Fundamentals of Machine Design at Samara University; SPIN-код: 3581-9750, Web of Science Researcher ID C-1264-2017, Scopus Author ID 56365757600; phone: 89093430770.

Вклад авторов: все авторы сделали эквивалентный вклад в подготовку публикации.

Contribution of the authors: the authors contributed equally to this article.

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

The authors declare no conflicts of interests.

Статья опубликована в режиме Open Access.

Article published in Open Access mode.

Статья поступила в редакцию 13.04.2023; одобрена после рецензирования 11.07.2023; принята к публикации 27.07.2023. Рецензент – Тихомиров В.П., доктор технических наук, профессор Брянского государственного технического университета.

The article was submitted to the editorial office on 13.04.2023; approved after review on 11.07.2023; accepted for publication on 27.07.2023. The reviewer is Tikhomirov V.P., Doctor of Technical Sciences, Professor of Bryansk State Technical University.