

## ОРИГИНАЛЬНАЯ СТАТЬЯ

УДК 631.3:621.825.63

DOI: 10.26897/2687-1149-2022-1-4-60-64

## ИМИТАЦИОННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕМПЕРАТУРНОГО РЕЖИМА ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ, ПРИСПОСОБЛЕННЫХ К ТЕРМОНАГРУЖЕННОСТИ

**ПАСТУХОВ АЛЕКСАНДР ГЕННАДИЕВИЧ**<sup>✉</sup>, *д-р техн. наук, профессор*pastukhov\_ag@mail.ru<sup>✉</sup>; <https://orcid.org/0000-0001-8249-8970>**ТИМАШОВ ЕВГЕНИЙ ПЕТРОВИЧ**, *канд. техн. наук, доцент*timachov@mail.ru; <https://orcid.org/0000-0003-0740-8714>

Белгородский государственный аграрный университет им. В.Я. Горина; 308503, Российская Федерация, Белгородская обл., Белгородский р-н, п. Майский, ул. Вавилова, 1

**Аннотация.** Современные транспортные и технологические машины эксплуатируются в условиях сезонности сельскохозяйственных работ и существенных энергетических нагрузок. Карданные шарниры неравных угловых скоростей, являясь частью механических трансмиссий, работают в тяжелых условиях и являются объектами, лимитирующими надежность техники. Установлено, что температурный режим подшипниковых узлов карданных шарниров оказывает влияние на интенсивность изнашивания их рабочих поверхностей. При повышении температуры в зоне трения, вследствие механической работы и нагрева от окружающей среды и смежных источников тепловыделения, возникают условия граничного трения и превышения температуры до уровня самоотпуска материала. В результате исследований разработана конструкция карданного шарнира (RU199508), обеспечивающая интенсификацию процесса охлаждения его подшипниковых узлов непосредственно в зоне максимального тепловыделения во время работы карданного шарнира. Численное моделирование по методике расчета радиаторов, произведенное для карданного шарнира с крестовиной К 040 ГОСТ 13758-89 на игольчатых подшипниках № 804704 К5, показало величину площади наружной поверхности, достаточной для его охлаждения. При сочетании максимальных значений угла излома карданного шарнира, крутящего момента, угловой скорости и КПД 0,99 его подшипниковые узлы эффективно охлаждаются. Установлено, что при КПД подшипниковых узлов менее 0,952 их наружной поверхности уже недостаточно для обеспечения эффективного охлаждения и поддержания условий теплового баланса в зоне трения. Применение радиатора позволяет увеличить площадь теплоотдачи на 19%. Ребра радиатора, закрепленные на боковых поверхностях проушин вилок, толщиной 2 мм и расстоянием между ними 4 мм и общей площадью 166,1 см<sup>2</sup>, обеспечат работоспособность подшипниковых узлов даже в случае уменьшения их КПД до 0,943 в результате механического изнашивания.

**Ключевые слова:** карданный шарнир, коэффициент полезного действия, подшипниковый узел, температура, трение, работоспособность, радиатор.

**Формат цитирования:** Пастухов А.Г., Тимашов Е.П. Имитационное моделирование температурного режима подшипниковых узлов, приспособленных к термонагруженности // Агроинженерия. 2022. Т. 24. № 1. С. 60-64. <https://doi.org/10.26897/2687-1149-2022-1-60-64>.

© Пастухов А.Г., Тимашов Е.П., 2022



ORIGINAL PAPER

## SIMULATION OF THE TEMPERATURE MODE OF BEARING UNITS ADAPTED TO THERMAL LOAD

**ALEKSANDR G. PASTUKHOV**<sup>✉</sup>, *DSc (Eng), Professor*pastukhov\_ag@mail.ru<sup>✉</sup>; <https://orcid.org/0000-0001-8249-8970>**EVGENY P. TIMASHOV**, *PhD (Eng), Associate Professor*timachov@mail.ru; <https://orcid.org/0000-0003-0740-8714>

Belgorod State Agrarian University named after V. Gorin; 308503, 1, Vavilov Str., Mayskiy, Belgorod District, Belgorod Region, Russian Federation

**Abstract.** Modern transport and technological machines operate under the seasonality conditions of agricultural operations and significant energy loads. Universal joints of unequal velocity, being part of mechanical power transmissions, work under adverse conditions and limit equipment reliability. It was established that the temperature mode of the bearing assemblies of the universal joints affects the wear rate of their working surfaces. When the temperature in the friction zone increases due to mechanical operation and heating from the environment and adjacent heat sources, boundary friction and temperature conditions exceeding the level of material self-tempering occur. As a result of research, the universal joints (RU199508) were designed to ensure the intensification of cooling its bearing units directly in the maximum heat generation zone during the universal joint operation. Numerical simulation was performed

according to the technique of calculating radiators for a universal joint with a cross K 040 GOST 13758-89 on needle bearings No. 804704 K5. The results showed the size of the outer surface area that is sufficient for its cooling. When the maximum values of the fracture angle of the universal joint, torque, angular velocity, and efficiency of 0.99 are combined, its bearing units are effectively cooled. It has been found that if the efficiency of the bearing assemblies is less than 0.952, their surface is no longer sufficient to provide efficient cooling and maintain thermal balance conditions in the friction zone. The use of the radiator can increase the heat transfer area by 19%. The radiator ribs fixed on the side surfaces of the yoke eyes with a thickness of 2 mm and a distance of 4 mm and a total area of 166.1 cm<sup>2</sup> will ensure the operability of the bearing units. It will remain satisfactory even if their efficiency decreases to 0.943 as a result of mechanical wear.

**Key words:** universal joint, efficiency factor, bearing assembly, temperature, friction, radiator, efficiency.

**For citation:** Pastukhov A.G., Timashov E.P. Simulation of the temperature mode of bearing units adapted to thermal load. *Agricultural Engineering (Moscow)*, 2022; 24(1): 60-64. (In Rus.). <https://doi.org/10.26897/2687-1149-2022-1-60-64>.

**Введение.** В комплексе мер обеспечения продовольственной безопасности Российской Федерации совершенствование системы технического обслуживания и ремонта сельскохозяйственной техники остается ключевым компонентом. Современные транспортные и технологические машины эксплуатируются в условиях сезонности сельскохозяйственных работ и существенных энергетических нагрузок [1]. Карданные шарниры неравных угловых скоростей, являясь частью механических трансмиссий, работают в тяжелых условиях и являются объектами, лимитирующими надежность техники [2].

Установлено, что температурный режим подшипниковых узлов оказывает влияние на интенсивность изнашивания их рабочих поверхностей [3-5]. При повышении температуры в зоне трения вследствие механической работы и нагрева от окружающей среды и смежных источников тепловыделения возникают условия граничного трения и превышения температуры до уровня самоотпуска материала. Такой температурный режим особенно актуален в период летних полевых работ, когда температура окружающего воздуха поднимается до величин 32...38°C. Подшипниковые узлы карданных шарниров, в отличие от других подшипниковых узлов, вращаясь вокруг оси карданного вала, охлаждаются более эффективно. Однако специфичное расположение зон нагружения подшипников в совокупности с односторонним направлением вращения карданного шарнира приводит к тому, что одна пара противоположных шипов крестовины нагревается более интенсивно по сравнению с другой парой.

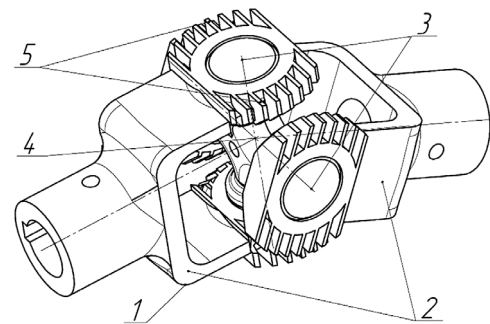
**Цель исследования:** разработка и обоснование конструкции карданного шарнира, приспособленного к термонагруженности для обеспечения безотказности.

**Материалы и методы.** Поиск технических решений подшипниковых узлов, приспособленных к термонагруженности, определил конструкцию карданного шарнира, крышки подшипниковых узлов которого снабжены ребрами охлаждения [6]. Крышки прижаты вплотную к торцам подшипниковых узлов, и тепловая энергия посредством теплопередачи распространяется через крышки в окружающую среду. Благодаря расположению крышек на максимальном удалении от оси вращения карданного шарнира обеспечиваются их максимальная линейная скорость и максимальная скорость теплопередачи в окружающую среду. Недостаток такого решения заключается в расположении ребер охлаждения вне зон максимального тепловыделения подшипниковых узлов. Для анализа теплового режима применялась методика расчета параметров радиаторов полупроводниковых приборов [7]. Для расчета

температуры в зоне трения использовалась специальная компьютерная программа и среда MS Excel [8].

**Результаты и обсуждение.** Новый технический результат, который может быть получен при осуществлении изобретения, заключается в интенсификации процесса охлаждения подшипниковых узлов карданного шарнира при его эксплуатации. Интенсификация охлаждения подшипниковых узлов карданного шарнира непосредственно в зоне максимального тепловыделения обеспечит повышение его долговечности.

Предлагаемый технический результат достигается тем, что ребра охлаждения карданного шарнира располагаются непосредственно в зонах максимального тепловыделения, а именно на боковых поверхностях вилок карданного шарнира. Плоскости ребер охлаждения на боковых поверхностях каждой из вилок карданного шарнира расположены под прямым углом к оси вращения вилки карданного шарнира и расположены на максимальном удалении от оси вращения (RU199508 U1) [9] (рис. 1).



**Рис. 1. Карданный шарнир с оптимизированной термонагруженностью:**  
1 – карданный шарнир; 2 – вилки; 3 – подшипниковые узлы;  
4 – крестовина; 5 – ребра охлаждения

**Fig. 1. Cardan joint with optimized thermal load:**  
1 – universal joint; 2 – forks; 3 – bearing units;  
4 – crosspiece; 5 – cooling fins

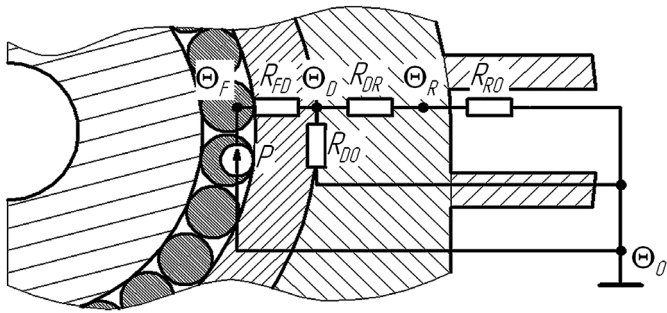
Ввиду того, что особенность конструкции карданного шарнира заключается в наличии ребер охлаждения, возникает необходимость выполнения теоретического обоснования их конструктивных параметров.

На рисунке 2 представлена принципиальная схема распределения температуры внутри подшипникового узла карданного шарнира с радиатором. На схеме символом  $P$  обозначен источник тепловыделения, создающий температуру в зоне трения  $\Theta_{\text{тр}}$ , температура на поверхности

подшипникового узла обозначена как диагностическая температура  $\Theta_D$ , температура радиатора –  $\Theta_R$ , температура окружающей среды –  $\Theta_0$ . Физический смысл источника тепловыделения – мощность, производимая трением и связанная с КПД подшипникового узла, единицы измерения – Вт.

На схеме обозначены тепловые сопротивления: «Зона трения-поверхность подшипникового узла» обозначено как  $R_{FD}$ ; «Поверхность подшипникового узла-окружающая среда»  $R_{D0}$ ; «Поверхность подшипникового узла-радиатор» – как  $R_{DR}$ ; «Радиатор-окружающая среда» – как  $R_{R0}$ .

Единица измерения теплового сопротивления в соответствии со схемой – °C/Вт.



**Рис. 2. Принципиальная схема к расчету площади поверхности радиатора подшипникового узла карданного шарнира (RU199508)**

**Fig. 2. Schematic diagram for calculating the surface area of the bearing assembly radiator of the universal joint (RU199508)**

Если допустить, что тепловое сопротивление  $R_{D0}$  значительно больше остальных сопротивлений ввиду конструкции подшипникового узла, то тепловое сопротивление «Зона трения-окружающая среда»  $R_{F0}$  можно определить по формуле:

$$R_{F0} = R_{FD} + R_{DR} + R_{R0} \quad (1)$$

Из заявленной конструкции (RU199508 U1) известно, что радиатор может быть выполнен единой деталью свилкой карданного шарнира, тогда тепловое сопротивление  $R_{DR}$  можно приравнять к нулю.

Тепловое сопротивление «Радиатор-окружающая среда» можно определить по формуле [6]:

$$R_{R0} = \frac{1}{\alpha S_R} = \frac{\Theta_R - \Theta_0}{P} \quad (2)$$

где  $\alpha$  – коэффициент теплоотдачи поверхности радиатора, Вт/м<sup>2</sup>·°C;  $S_R$  – площадь поверхности радиатора, м<sup>2</sup>.

Для обеспечения нормальных условий работы подшипникового узла температура в зоне трения  $\Theta_F$  не должна превышать величину предельно допустимой температуры  $\Theta_L$ , тогда температура радиатора –

$$\Theta_R = \Theta_L - PR_{FD} \quad (3)$$

где  $\Theta_L$  – предельно допустимая температура, °C;  $P$  – мощность, производимая трением, Вт.

После преобразования формул получим

$$S_R = \frac{P}{\alpha(\Theta_L - \Theta_0 - PR_{FD})} \quad (4)$$

Для определения теплового сопротивления «Зона трения-поверхность подшипникового узла» используем коэффициент пропорциональности конечно-элементной модели, равный отношению температуры на поверхности подшипникового узла к температуре в зоне трения и определяемый по формуле:

$$R_{FD} = \frac{\Theta_F(1-k)}{P} \quad (5)$$

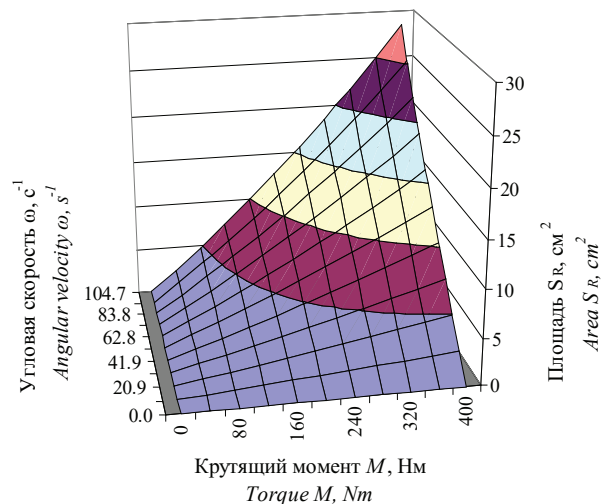
где  $\Theta_F$  – температура в зоне трения, °C;  $k$  – коэффициент пропорциональности конечно-элементной модели.

Представив мощность, производимую трением через коэффициент полезного действия карданного шарнира, крутящий момент и угловую скорость, окончательно получаем формулу для определения площади поверхности радиатора в расчете на один подшипниковый узел:

$$S_R = \frac{M\omega(1-\sqrt[4]{\eta})}{4\alpha(\Theta_L - \Theta_0 - \Theta_F(1-k))} \quad (6)$$

где  $M$  – крутящий момент, Нм;  $\omega$  – угловая скорость, с<sup>-1</sup>;  $\eta$  – коэффициент полезного действия карданного шарнира.

Численное моделирование проведем для карданного шарнира с крестовиной К 040 ГОСТ 13758-83 на игольчатых подшипниках № 804704 К5. Площадь его поверхности, приходящаяся на один подшипниковый узел, –  $S_R = 139,5$  см<sup>2</sup>. Угол излома – 9°;  $\Theta_L = 250$ °C;  $\Theta_0 = 20$ °C;  $k = 0,199$ ;  $\alpha = 50$  Вт/м<sup>2</sup>·°C;  $\eta = 0,99$ . Диапазон изменения крутящего момента – 0...400 Нм, угловой скорости – 0...104,7 с<sup>-1</sup>. На рисунке 3 показана поверхность, полученная в результате численного моделирования.



**Рис. 3. Зависимость минимально допустимой площади радиатора от угловой скорости и крутящего момента для одного подшипникового узла карданного шарнира**

**Fig. 3. Relationship between the minimum permissible area of radiator and the angular velocity and torque for one bearing assembly of the universal joint**

Результаты численного моделирования показали максимальное значение площади  $S_R = 28,5$  см<sup>2</sup> в случае сочетания максимальных значений частоты вращения и крутящего момента для неизношенного подшипникового узла с  $\eta = 0,99$ .

Анализ формулы (6) показывает существенное влияние коэффициента полезного действия подшипниковых узлов на мощность, выделяемую при трении. Кроме того, величина коэффициента полезного действия уменьшается

в процессе эксплуатации по причине механического изнашивания. Поэтому рассмотрим зависимость минимально допустимой площади  $S_R$  от величины коэффициента полезного действия, представленную на рисунке 4.

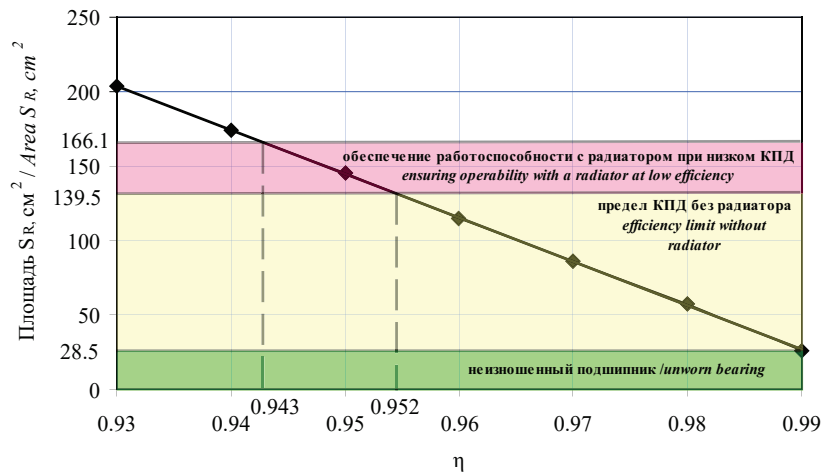


Рис. 4. Зависимость минимально допустимой площади радиатора от коэффициента полезного действия карданного шарнира

Fig. 4. Relationship between the minimum permissible area of radiator and the efficiency factor of the universal joint

Анализ графика на рисунке 4 показывает, что уменьшение КПД в результате механического изнашивания до предельного значения  $\eta = 0,952$  имеющейся площади наружной поверхности карданного шарнира  $S_R = 139,5$  см<sup>2</sup> уже недостаточно для рассеивания теплоты и поддержания условий теплового баланса в зоне трения. Это доказывает целесообразность использования радиатора для обеспечения безотказной работы подшипниковых узлов карданного шарнира в случае его механического изнашивания. Конструкторско-технологическая разработка позволила определить параметры ребер радиатора, закрепленных на боковых поверхностях проушин вилок: толщина ребер – 2 мм, расстояние между ними – 4 мм. При условии максимальной площади ребер радиатора, не выступающих за габарит вращения подшипниковых узлов, приращение площади в расчете на один подшипниковый узел составит 19%, общая площадь  $S_R = 166,1$  см<sup>2</sup>, что обеспечит работоспособность подшипниковых узлов с радиатором до предельного значения  $\eta = 0,943$ .

#### Библиографический список

1. Ерохин М.Н., Дорохов А.С., Катаев Ю.В. Интеллектуальная система диагностирования параметров технического состояния сельскохозяйственной техники // Агроинженерия. 2021. № 2 (102). С. 45-50. <https://doi.org/10.26897/2687-1149-2021-2-45-50>
2. Ерохин М.Н., Пастухов А.Г. Анализ математических моделей долговечности карданных передач транспортных и технологических машин // Инновации в АПК: проблемы и перспективы. 2014. № 1 (1). С. 11-26.
3. Орехов А.А., Спицын И.А. К вопросу терморегулирования трансмиссионного масла // Сборник статей II Международной научно-практической конференции

#### Выводы

1. Устройство для оптимизации термонагруженности (RU199508 U1) за счет применения ребер охлаждения (радиатора) обеспечивает процесс охлаждения его подшипниковых узлов непосредственно в зоне максимального тепловыделения.
2. Имитационное моделирование температурного режима подшипниковых узлов карданного шарнира показало существенное влияние площади поверхности подшипникового узла на его коэффициент полезного действия. При значении  $\eta = 0,952$  имеющаяся площадь поверхности карданного шарнира уже недостаточна для рассеивания теплоты и поддержания условий теплового баланса в зоне трения.
3. Применение радиатора позволит увеличить площадь теплоотдачи на 19%. Ребра радиатора, закрепленные на боковых поверхностях проушин вилок, толщиной 2 мм, расстоянием между ними 4 мм и общей площадью 166,1 см<sup>2</sup>, обеспечат работоспособность подшипниковых узлов до предельного значения  $\eta = 0,943$ .

#### References

1. Erokhin M.N., Dorokhov A.S., Kataev Yu.V. Intellektual'naya sistema diagnostirovaniya parametrov tekhnicheskogo sostoyaniya sel'skhozayavstvennoy tekhniki [Intelligent system for diagnosing the parameters of the technical condition of agricultural machinery]. *Agricultural Engineering*, 2021; 2 (102): 45-50. <https://doi.org/10.26897/2687-1149-2021-2-45-50> (In Rus.)
2. Erokhin M.N., Pastukhov A.G. Analiz matematicheskikh modeley dolgovechnosti kardannykh peredach transportnykh i tekhnologicheskikh mashin [Analysis of mathematical models of the durability of caradan drives of transport and technological machines]. *Innovatsii v APK: problemy i perspektivy*, 2014; 1(1): 11-26 (In Rus.)
3. Orekhov A.A., Spitsyn I.A. K voprosu termoregulirovaniya transmisionnogo masla [On thermal regulation of transmission

«Ресурсосберегающие технологии и технические средства для производства продукции растениеводства и животноводства». Пенза, 2015. С. 68-71.

4. Тимашов Е.П. Моделирование температурного режима подшипникового узла карданного шарнира // *Инновации в АПК: проблемы и перспективы*. 2019. № 2 (22). С. 87-100.

5. Ильин П.А. Моделирование технического состояния подшипников дисковых борон по тепловому излучению // *Известия Санкт-Петербургского государственного аграрного университета*. 2016. № 42. С. 340-346.

6. Асинхронный карданный шарнир: авторское свидетельство СССР SU1249217 A1 / П.А. Удовидчик, Ю.В. Скорынин, Н.Т. Минченя, М.И. Астановский, 1985.

7. Скрипников Ю.Ф. Радиаторы для полупроводниковых приборов. М.: Энергия, 1973. 48 с.

8. Калькулятор температуры в зоне трения подшипниковых узлов карданных шарниров: свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2021612821 Российская Федерация / Е.П. Тимашов, А.Г. Пастухов; заявл. 12.02.2021; опубл. 25.02.2021. Бюл. № 3.

9. Карданный шарнир: патент на полезную модель № 199508 Российская Федерация, МПК F16D3/26 (2006.01) / Е.П. Тимашов, А.Г. Пастухов, О.В. Тимашова; заявл. 25.02.2020; опубл. 04.09.2020. Бюл. № 25.

#### Критерии авторства

Пастухов А.Г., Тимашов Е.П. выполнили теоретические исследования, на основании полученных результатов провели обобщение и подготовили рукопись. Пастухов А.Г., Тимашов Е.П. имеют на статью авторские права и несут ответственность за плагиат.

#### Конфликт интересов

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Статья поступила в редакцию 20.09.2021

Одобрена после рецензирования 22.10.2021

Принята к публикации 25.10.2021

oil]. In: *Resursosberegayushchie tekhnologii i tekhnicheskie sredstva dlya proizvodstva produktsii rastenievodstva i zhivotnovodstva: sb. statey II Mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii*, 2015: 68-71. (In Rus.)

4. Timashov E.P. Modelirovanie temperaturnogo rezhima podshpnikovogo uzla kardannogo sharnira [Modulating the temperature mode of the bearing assembly of the cardan joint]. *Innovatsii v APK: problemy i perspektivy*, 2019; 2 (22): 87-100 (In Rus.)

5. Il'in P.A. Modelirovanie tekhnicheskogo sostoyaniya podshpnikov diskovykh boron po teplovomu izlucheniyu [Simulation of technical condition of disk harrows bearings by thermal radiation]. *Izvestiya Sankt-Peterburgskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta*, 2016; 42: 340-346 (In Rus.)

6. Udovidchik P.A., Skorynin Yu.V., Minchenya N.T., Astanovskiy M.I. Asinhronniy kardanniyy sharnir [Asynchronous cardan joint]. *Avtorskoe svidetel'stvo SSSR No.1249217*, 1985 (In Rus.)

7. Skripnikov Yu.F. Radiatory dlya poluprovodnikovykh priborov [Radiators for semiconductor devices]. Moscow, Energiya, 1973. 48 p. (In Rus.)

8. Timashov E.P., Pastukhov A.G. Kal'kulyator temperatury v zone treniya podshpnikovykh uzlov kardannykh sharnirov [Temperature calculator in the friction zone of bearing assemblies of cardan joints]; Software patents No. 2021612821 Russian Federation, 2021. (In Rus.)

9. Timashov E.P., Pastukhov A.G., Timashova O.V. Kardanniyy sharnir [Cardan joint]; Patent No. 199508 Russian Federation, IPC F16D3/26 (2006.01), 2020. (In Rus.)

#### Contribution

A.G. Pastukhov, E.P. Timashov performed theoretical studies, and based on the results obtained, generalized the results and wrote a manuscript. A.G. Pastukhov, E.P. Timashov have equal author's rights and bear equal responsibility for plagiarism.

#### Conflict of interests

The authors declare no conflict of interests regarding the publication of this paper.

The paper was received 20.09.2021

Approved after reviewing 22.10.2021

Accepted for publication 25.10.2021