

Методика исследования напряженно-деформированного состояния элементов конструкции карданных передач

С.П. Ереско^a, Т.Т. Ереско^b, Е.В. Кукушкин^c

Сибирский государственный университет науки и технологий им. М. Ф. Решетнёва,
пр. «Красноярский рабочий» 31, Красноярск, Россия

^aeresko07@mail.ru, ^bereskottt@mail.ru, ^cironjeck@mail.ru

^a<https://orcid.org/0000-0001-9580-480X>, ^b<https://orcid.org/0000-0001-9114-2490>,

^c<https://orcid.org/0000-0002-9921-575>

Статья поступила 19.01.2019, принята 6.02.2019

Предложена конструкция карданного шарнира со сменными шипами крестовины. Шарнир состоит из двух вилок, крестовины с четырьмя шипами, выполненными съёмными, в виде ступенчатых шипов, имеющих в сечении меньшей ступени форму многогранника и установленных меньшей ступенью в ответные глухие отверстия крестовины до упора по торцевым поверхностям, с внутренними осевыми каналами для смазки, тавотницы и установленных на шипах игольчатых подшипников с телами качения, запрессованными в вилки и зафиксированными от осевого смещения стопорными кольцами. Манжеты установлены на шипах крестовины и предназначены для защиты подшипников от попадания в область работы инородных тел и выхода смазочного материала, который нагнетается через тавотницу. Предложена методика оптимизации параметров конструкции крестовины карданного шарнира со сменными шипами, позволяющая выполнить оценку прочностных характеристик серийной крестовины карданного шарнира и усовершенствованной крестовины карданного шарнира со сменными шипами, а также оптимизацию размеров соединения шипа и корпуса крестовины карданного шарнира со сменными шипами. В результате выполнения расчетов, с применением библиотек конечно-элементного анализа APM FEM системы «Компас-3D» получены значения параметров, определяющих максимальные уровни напряжений, перемещений и коэффициентов запаса серийной крестовины карданного шарнира и усовершенствованной крестовины карданного шарнира со сменными шипами. Оптимизация размеров соединения шипа и корпуса крестовины карданного шарнира со сменными шипами при неизменной массе крестовины проводилась на основе методов регрессионного анализа, цель которого — нахождение такого сочетания параметров размеров сечения шестигранника, включая размер под ключ и длину сменного шипа крестовины, при котором обеспечивается минимальный уровень эквивалентных напряжений в опасном сечении шипа крестовины. В результате получена регрессионная модель эквивалентных напряжений, табулированием которой получены значения конструктивно-режимных параметров, обеспечивающих минимальный уровень напряжений конструкции крестовины.

Ключевые слова: карданный шарнир; конечно-элементный анализ; напряженно-деформированное состояние.

Research technique for studying the stress-strain state of the elements of cardan gear

S.P. Eresko^a, T.T. Eresko^b, E.V. Kukushkin^c

Reshetnev Siberian State University of Science and Technology; 31, Krasnoyarsky Rabochoy Ave., Krasnoyarsk, Russia

^aeresko07@mail.ru, ^bereskottt@mail.ru, ^cironjeck@mail.ru

^a<https://orcid.org/0000-0001-9580-480X>, ^b<https://orcid.org/0000-0001-9114-2490>,

^c<https://orcid.org/0000-0002-9921-575>

Received 19.01.2019, accepted 6.02.2019

The design of the universal joint with replaceable spikes of the crosspiece is proposed. It consists of two forks, a cross with four spikes, which are removable in the form of stepped spikes, having the form of a polyhedron in the cross section of a smaller stage and installed in a smaller step into the reciprocal blind holes of the crosspiece, to the end along the end surfaces and having internal axial channels for lubrication, a grinder and spike-mounted needle bearings with rolling elements pressed into the forks and fixed by axial displacement of the locking rings and. The cuffs are mounted on the spikes of the crosspiece and are designed to protect the bearings from falling into the area of operation of foreign bodies and the release of lubricant. A lubricant is injected through the grease ladder. A technique for optimizing the design parameters of the crosspiece for the universal joint with replaceable spikes is proposed, which includes: 1. Evaluation of the strength characteristics of the serial crosspiece of the universal joint and the improved crosspiece of the universal joint with replaceable spikes and optimization of the joint dimensions of the spike joint and the joint of the universal joint with interchangeable spikes. As a result of the calculations, using the finite element analysis libraries APM FEM of the KOMPAS-3D system, the values of the parameters determining the maximum levels of stresses, displacements and safety factors of the serial crosspiece of the universal joint and the improved frog of the universal joint with replaceable spikes were obtained. 2. Optimization of the dimensions of

the joint of the stud and the body of the joint of the universal joint with replaceable spikes, which was carried out on the basis of regression analysis methods, the purpose of which is to find such a combination of the dimensions of the hexagonal section dimensions, the turnkey size and the length of the crucible spike, which ensures a minimum level of equivalent stresses in a dangerous cross section of the spike. As a result of the regression analysis, a regression model of equivalent stresses was obtained, tabulating of which the values of constructive-regime parameters providing the minimum stress level of the cross construction were obtained.

Keywords: universal joint; finite element analysis; stress-strain state.

Введение

Одним из недостаточно долговечных узлов, ограничивающих надежность механических трансмиссий транспортно-технологических машин, является карданная передача [1].

Разработана конструкция карданного шарнира [2; 3] по патенту [4]. Сравнительный анализ конструкций стенов представлен в работе [5]. Карданный шарнир со сменными шипами (рис. 1), включает в себя две вилки, крестовину 1 с четырьмя шипами 2, выполненными съемными, в виде ступенчатых шипов, имеющих в сечении меньшей ступени форму многогранника и установленных меньшей ступенью в ответные глухие отверстия крестовины 1 до упора по торцевым поверхностям, с внутренними осевыми каналами для смазки, тавотницу 6 и установленные на шипах игольчатые подшипники 3 с телами качения 7, запрессованные в вилки и зафиксированные от осевого смещения стопорными кольцами. Манжеты 4, 5 установлены на шипах крестовины и предназначены для защиты подшипников от попадания в область работы инородных тел и выхода смазочного материала, который нагнетается через тавотницу 6.

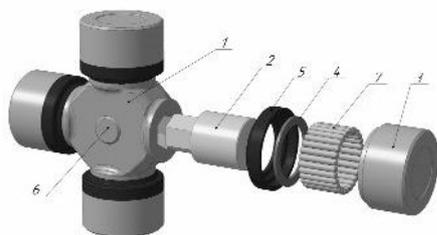


Рис. 1. Карданный шарнир со сменными шипами

Карданный шарнир со сменными шипами работает следующим образом: при передаче крутящего момента вилке воздействуют на сборную крестовину через игольчатые подшипники 3. При каждом обороте шарнира поочередно работают два игольчатых подшипника 3, расположенных в противоположных подшипниковых узлах каждой вилки. Радиальная нагрузка воспринимается вилками шарнира.

В случае наработки карданной передачи до заданного предела или повреждения одного или нескольких шипов крестовины производят переустановку сменных шипов на одну грань или заменяют их. Снимаются стопорные кольца с вилок карданной передачи, вынимаются игольчатые подшипники 3, вынимаются втулки 2. Втулки 2 переустанавливаются с поворотом вдоль оси на одну грань или несколько граней, в зависимости от износа, или заменяются новыми. Устанавливаются игольчатые подшипники 3 на втулки крестовины и фиксируются в вилках карданного шарнира стопорными

кольцами. Через тавотницу 6 с помощью пресс-масленки карданный шарнир заполняется смазочным материалом.

Новая конструкция карданного шарнира со сменными шипами крестовины требует обоснованной конструкторской проработки и проведения прочностных расчетов, которые актуальнее всего выполнять с использованием САПР и пакетов конечно-элементного анализа. Подобная методика была выполнена авторами в работе [6], где исследовались конструкции составной унифицированной вилки карданной передачи. Авторами работы [7] были проведены исследования напряженного деформированного состояния ремонтпригодной крестовины карданного шарнира. В работе [8] дана оценка напряженно-деформированного состояния карданной передачи привода сельскохозяйственных машин. В работе [9] выполнена оптимизация карданных передач автомобилей «БелАЗ» с использованием САПР. Поэтому исследования в области напряженно-деформированного состояния узлов и агрегатов транспортно-технологических машин являются актуальными.

Методика исследования. Методика оптимизации параметров конструкции крестовины карданного шарнира со сменными шипами включает в себя следующие этапы:

1. Оценка прочностных характеристик серийной крестовины карданного шарнира и усовершенствованной крестовины карданного шарнира со сменными шипами при нагружении номинальным вращающим моментом в 170 Нм (3,269 кН);

2. Оптимизация размеров соединения шипа и корпуса крестовины карданного шарнира со сменными шипами при неизменной массе крестовины.

Для проведения расчетов применяли библиотеку конечно-элементного анализа FEM системы «Компас-3D» (компания «Аскон», Санкт-Петербург), разработанную совместно с НТЦ «Автоматизированное проектирование машин» (г. Королёв).

В результате выполнения расчетов получены значения параметров, определяющих максимальные уровни напряжений, перемещений и коэффициентов запаса серийной крестовины карданного шарнира (рис. 2) и усовершенствованной крестовины карданного шарнира со сменными шипами (рис. 3).

Количественные результаты исследования напряженно-деформированного состояния серийной и усовершенствованной крестовины приведены в табл. 1.

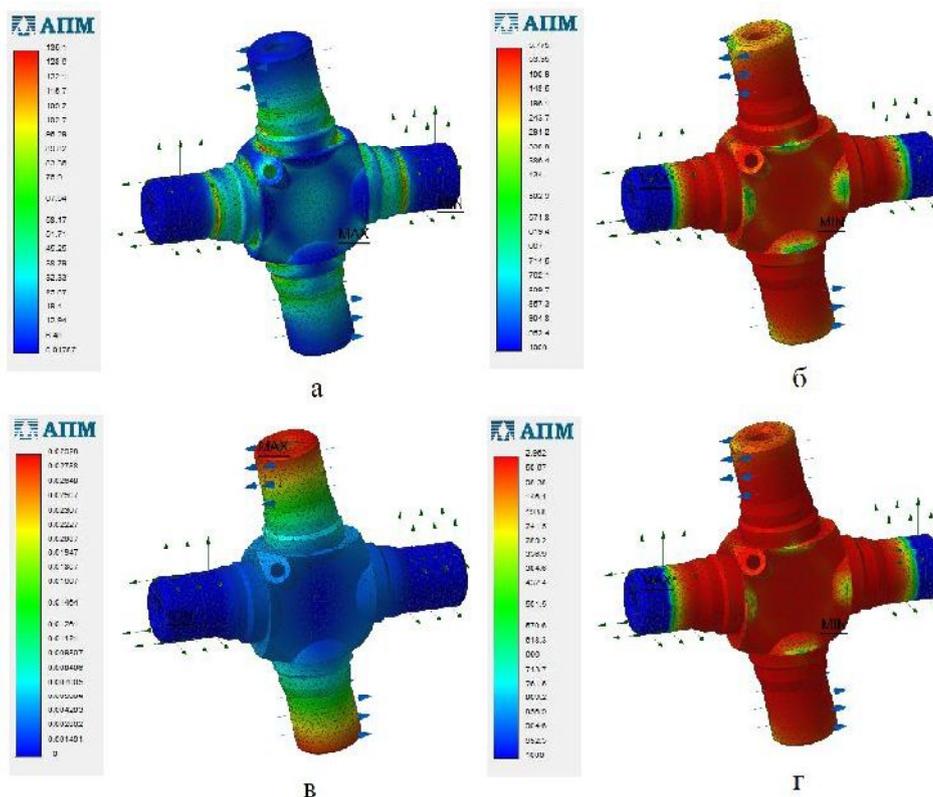


Рис. 2. Конечно-элементный анализ серийной крестовины карданного шарнира: *а* — эквивалентное напряжение по Мизесу; *б* — суммарное линейное перемещение; *в* — коэффициент запаса по текучести; *г* — коэффициент запаса по прочности

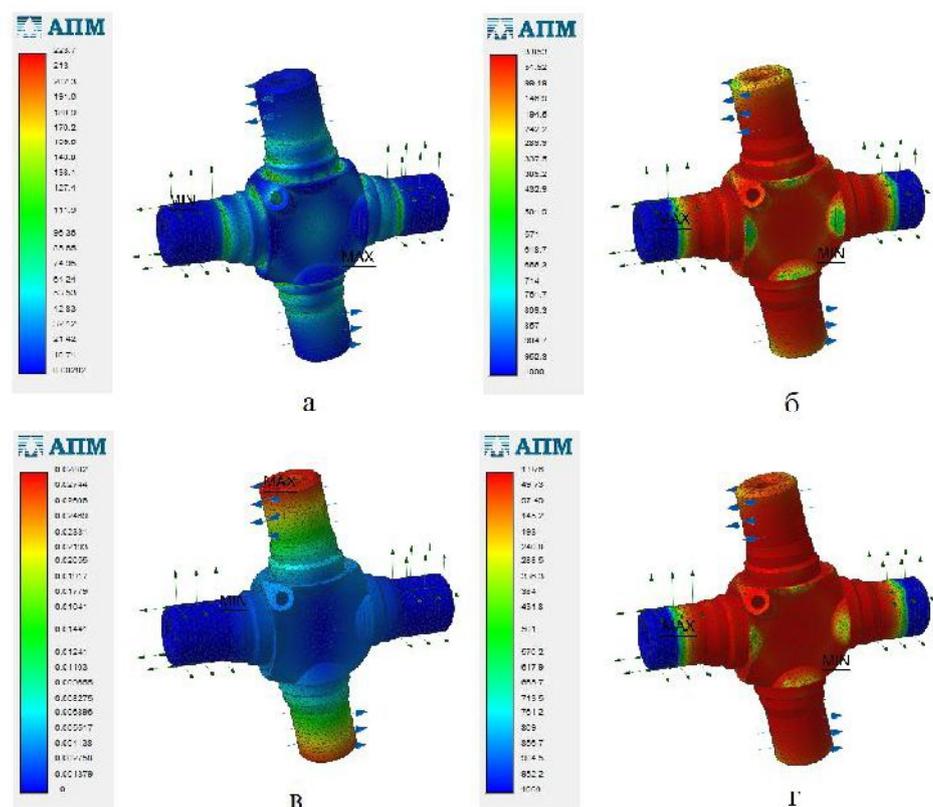


Рис. 3. Конечно-элементный анализ крестовины карданного шарнира со сменными шипами: *а* — эквивалентное напряжение по Мизесу; *б* — суммарное линейное перемещение; *в* — коэффициент запаса по текучести; *г* — коэффициент запаса по прочности

Таблица 1

Результаты конечно-элементного анализа крестовин

Параметр	Серийная крестовина	Крестовина со сменными шипами
Эквивалентное напряжение по Мизесу, МПа	135.06	223.74
Максимальное линейное перемещение, мм	0.029	0.029
Коэффициент запаса по текучести	2.96	1,98
Коэффициент запаса по прочности	5.77	3.85

Анализ данных таблицы свидетельствует о том, что максимальные эквивалентные напряжения крестовины со сменными шипами превышают на 60,37 % аналогичный показатель серийной крестовины. Максимальное линейное перемещение при этом не увеличилось, а коэффициент запаса по текучести и прочности уменьшились на 66,89 и 66,74 % соответственно. Полученные результаты свидетельствуют о необходимости оптимизации конструктивных параметров при неизменной массе для обеспечения необходимых уровней напряжений.

Второй этап исследований основан на анализе карт напряжений моделей с указанием локаций максимальной концентрации напряжений. На всех картах максимальные напряжения наблюдаются в месте перехода шипа к корпусу крестовины. Предполагается, что форма и размеры элементов соединения влияют на прочностные характеристики конструкции крестовины карданного шарнира, поэтому схема соединения шипов и корпуса крестовины выполнена в виде шестигранника, чтобы была возможность реализовать способ технического обслуживания карданных передач авторской разработки [10; 11] по патенту [12], повышение долговечности которого обосновано в работе [13].

Оптимизация параметров проводилась на основе методов регрессионного анализа, цель которого — нахождение такого сочетания параметров размеров сечения шестигранника X_1 (размер под ключ) и X_2 (длина) сменного шипа крестовины (рис. 4), при котором обеспечивается минимальный уровень эквивалентных напряжений в опасном сечении шипа крестовины.

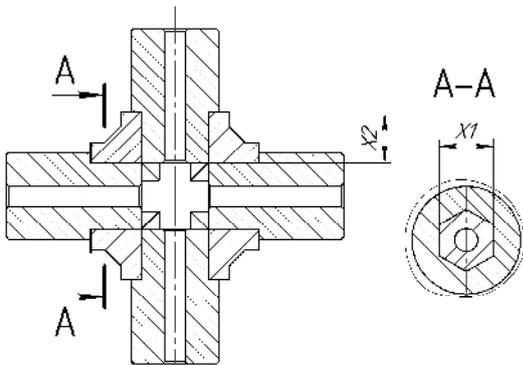


Рис. 4. Схема соединения шипа и корпуса крестовины со сменными шипами

В процессе выполнения вычислительного эксперимента были созданы 26 моделей крестовин с различными комбинациями параметров X_1 и X_2 , соответствующими матрице эксперимента (табл. 2).

Таблица 2

Матрица результатов эксперимента

Номер опыта	Функция отклика, МПа	Фактор, мм	
	Y	X1	X2
1	200.865	7.000	9.960
2	227.872	8.000	9.380
3	193.403	9.000	8.800
4	223.739	10.000	8.230
5	206.042	11.000	7.650
6	225.293	12.000	7.070
7	216.860	13.000	6.490
8	273.940	14.000	5.920
9	292.032	15.000	5.340
10	355.569	16.000	4.760
11	486.110	17.000	4.190
12	198.525	9.000	6.000
13	233.183	10.000	5.140
14	205.225	11.000	5.900
15	228.323	12.000	4.200
16	205.395	13.000	5.100
17	235.941	7.000	5.260
18	224.789	8.000	7.720
19	196.876	9.000	4.500
20	232.322	10.000	6.800
21	262.997	11.000	4.000
22	227.996	12.000	6.300
23	193.898	13.000	4.100
24	320.532	14.000	4.000
25	291.263	15.000	5.100
26	358.983	16.000	4.000

В результате проведенного анализа получена регрессионная модель эквивалентных напряжений:

$$\sigma = 544,695 - 6,367 \cdot 10^3 X_1 - 443,624 X_2 - 6,951 \cdot 10^3 X_1 X_2 + 3,443 \cdot 10^4 X_1^2 + 6,238 \cdot 10^3 X_2^2 \quad (1)$$

В результате табулирования функции (1) получены значения конструктивно-режимных параметров, обеспечивающих минимальный уровень напряжений конструкции крестовины: $X_1 = 10$, $X_2 = 8,2$ (рис. 5, 6). В результате выполненных расчетов и проведенных исследований средняя погрешность аппроксимации составила 9.62601 % [14].

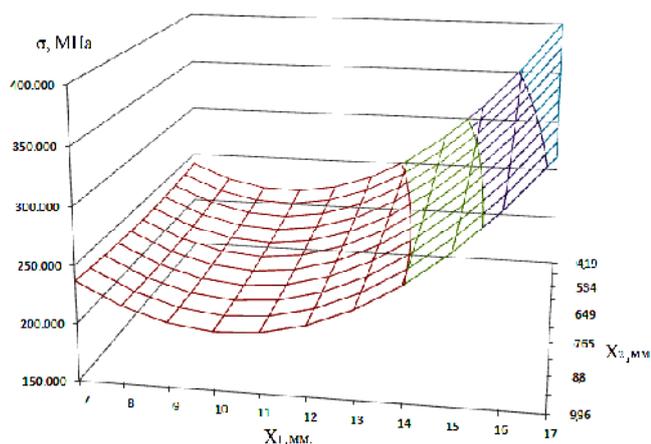


Рис. 5. График поверхности отклика значений напряжений

Обоснованию использования карданных шарниров посвящены работы [15–17]. Данная конструкция карданных шарниров со сменными шипами крестовины может применяться серийно и позволит повысить долговечность ее использования. Известны методы технического обслуживания карданных шарниров [11; 18; 19], которые могут быть применены к данному карданному шарниру со сменными шипами крестовины. В работе [20] рассмотрено влияние вибрации на работу карданной передачи, результаты которой также могут быть применены для конструкции карданного шарнира со сменными шипами крестовины.

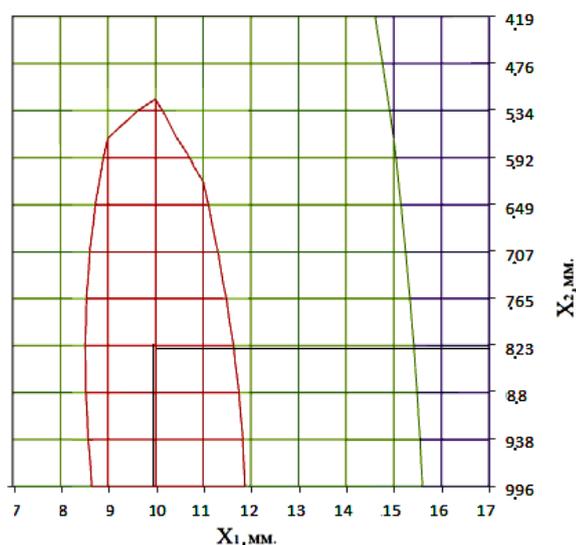


Рис. 6. Контурная диаграмма поверхности отклика

Выводы

Анализ серийной крестовины карданного шарнира позволил установить граничные значения параметров эквивалентных напряжений, перемещений, коэффициентов запаса усталостной прочности и текучести. На основе данных вычислительного эксперимента получена регрессионная модель эквивалентных напряжений, связывающая конструктивно-режимные параметры и результирующие эквивалентные напряжения в опасном сечении крестовины карданного шарнира. Найдены

оптимальные размеры соединений сменных шипов крестовины.

Литература

1. Пастухов А.Г., Тимашов Е.П. Экспертная оценка работоспособности сельскохозяйственной техники // Механизация и электрификация сельского хозяйства. 2011. № 4. С. 25–27.
2. Ереско Т.Т., Кукушкин Е.В., Меновщиков В.А. Конструкция карданного шарнира со сменными шипами крестовины // Решетневские чтения: материалы XVI Междунар. науч. конф. / Сиб. гос. аэрокосмич. ун-т. Красноярск, 2014. С. 298-300.
3. Kukushkin E.V., Eresko T.T., Mednikov D. M. New construction of universal joints // Materials 14 International Scientific Conference «Youth. Society. Modern science, technologies & innovations», 2015. P. 232-234.
4. Кукушкин Е.В., Меновщиков В.А., Ереско С.П., Ереско Т.Т. Карданный шарнир: пат. 141878, Рос. Федерация. № 2014102339/11; заявл. 24.01.14; опубл. 20.06.14, Бюл. № 17. 2 с.
5. Ереско С.П., Ереско Т.Т., Кукушкин Е.В., Меновщиков В.А. Сравнительный анализ конструкций карданных шарниров неравных угловых скоростей // Вестн. СибГАУ. 2015. Т. 16, № 3. С. 720-728.
6. Пастухов А.Г., Тимашов Е.П., Кравченко И.Н. Исследование напряженно-деформированного состояния деталей модернизируемых узлов трансмиссий различных машин // Строительные и дорожные машины. 2015. № 8. С. 20-26.
7. Тимашов Е.П., Пастухов А.Г. Исследование напряженно-деформированного состояния ремонтпригодной крестовины карданного шарнира // Тр. Всерос. науч.-исследовательского технол. ин-та ремонта и эксплуатации машинно-тракторного парка. 2013. Т. 112, Ч. 2. С. 100-105.
8. Кухтов В.Г., Фесун А.А., Шевченко М.А. Оценка напряженно-деформированного состояния карданной передачи привода сельскохозяйственных машин // Вестн. ХНТУСГ. 2012. № 128. С. 219-225.
9. Кравченко В.И., Костюкович Г.А., Кипнис М.Е. Оптимизация карданных передач автомобилей «БелАЗ» с использованием регионального распределенного сегмента «СКИФ-UNICORE» // Вестн. ГрГУ. 2011. № 1 (116). С. 68–77.
10. Ереско С.П., Ереско Т.Т., Кукушкин Е.В., Меновщиков В.А. Способ технического обслуживания карданных передач // Решетневские чтения: материалы XXI Междунар. науч. конф. / СибГУ им. акад. М.Ф. Решетнева. Красноярск, 2017. С. 568-570.
11. Ivanov M.E., Kukushkin E.V., Kukushkin S.V., Shvaleva N.A., Ushakov A.V. Method for service universal joints // Journal of Advanced Research in Technical Science. North Charleston, 2017. № 7. P. 37-41.
12. Ереско С.П., Ереско Т.Т., Кукушкин Е.В., Меновщиков В.А. Способ технического обслуживания карданных шарниров: пат. 2640157, Рос. Федерация. № 2016117442; заявл. 04.05.16; опубл. 26.12.17, Бюл. № 36. 5 с.
13. Ереско С.П., Ереско Т.Т., Кукушкин Е.В., Меновщиков В.А. Повышение долговечности карданной передачи за счет совершенствования конструкции карданного шарнира и способа его технического обслуживания // Строительные и Дорожные машины. 2018. № 1. С. 45-51.
14. Кукушкин Е.В. Исследование напряженно-деформированного состояния крестовины карданного шарнира // Решетневские чтения: материалы XXII Междунар. науч. конф. / СибГУ им. ак. М. Ф. Решетнева. Красноярск, 2018. С. 496-499.
15. Pastukhov A.G. substantiation of the design strength parameters for a service-lifetime test stand // Russian physics journal. Vol. 50, № 11. P. 1142-1147. DOI: 10.1007/s11182-007-0168-3.

16. Rosko K. Basics of universal joint design // Machine design. Vol. 66, № 18. P. 112-113.

17. Ašonja A., Adamović Z., Jevtić N. Analysis of reliability of cardan shafts based on condition diagnostics of bearing assembly in cardan joints // Metalurgia international. Vol. 18, № 4. P. 216-221.

18. Pastukhov A.G., Timashov E.P. Method of diagnostics of cardan joints transport and technological machines // Traktori i pogonske mašine. Vol. 18, № 2. P. 29-35.

19. Erokhin M.N., Pastukhov A.G., Timashov E.P. analysis of wear of the cardan cross the joints john deere tractor. Traktori i pogonske mašine. Vol. 21, № 1. P. 24-29.

20. Eresko S.P., Eresko T.T., Kukushkin E.V., Menovshchikov V.A. Influence of Vibrational Loads on Needle Skew in Cardan-Joint Bearings // Russian Engineering Research. Vol. 38. No 9. P. 651-655. DOI: 10.3103/S1068798X18090125.

References

1. Pastukhov A. G., Timashov E. P. [Expert evaluation of the efficiency of agricultural machinery]. *Mekhanizatsiya i elektrifikatsiya sel'skogo khozyaystva*. 2011. No. 4. P. 25–27.

2. Eresko T. T., Kukushkin E. V., Menovshchikov V. A. [The design of the universal joint with replaceable spikes spider]. *Materialy XVIII mezhdunarodnoy nauchnoy konferentsii "Reshetnevskie chteniya"* [Materials XV Intern. Scientific. Conf "Reshetnev reading"]. Krasnoyarsk, 2014, P. 298-300. (In Russ.).

3. Kukushkin E. V., Eresko T. T., Mednikov D. M. New construction of universal joints. *Materials 14-th International Scientific Conference «Youth. Society. Modern science, technologies & innovations»*, 2015. P. 232-234.

4. Kukushkin E. V., Menovshchikov V. A., Eresko S. P., Eresko T.T. Kardanny sharnir. [Joint]. Patent RF. no. 141878, 2014.

5. Eresko S. P., Eresko T. T., Kukushkin E. V., Menovshchikov V. A. [Comparative analysis of structures universal joints unequal angular velocity]. *Vestnik SibGAU*. 2015. No. 16. P. 720-728. (In Russ.).

6. Pastukhov A.G., Timashov E.P., Kravchenko I.N. [Investigation of the stressed-deformed state of the parts of the modernized transmission units of various machines]. *Stroitel'nye i Dorozhnye mashiny*. 2015. No. 8. P. 20-26.

7. Timashov E.P., Pastukhov A.G. [Investigation of the stress-strain state of the repairable cross of the universal joint]. *Trudy GOSNITI*. 2013. No. 112. Vol. 2. P. 100-105.

8. Kukhtov V.G., Fesun A.A., Shevchenko M.A. [Estimation of the stress-strain state of the universal joint drive transmission of agricultural machines]. *Vyesnik KhNTUSG*. 2012. No. 128. P. 219-225.

9. Kravchenko V.I., Kostyukovich G.A., Kipnis M.E. [Optimization of universal joint gears of BelAZ vehicles using the regional distributed segment SKIF-UNICORE]. *Vestnik GrGU*. 2011. No. 1. Vol. 116. P. 68–77.

10. Eresko S.P., Eresko T.T., Kukushkin E.V., Menovshchikov V.A. [Comparative analysis of structures test apparatus for universal joint]. *Materialy XXI mezhdunarodnoy nauchnoy konferentsii "Reshetnevskie chteniya"* [Materials XXI Intern. Scientific. Conf "Reshetnev reading"]. Krasnoyarsk, 2017, P. 568-570. (In Russ.).

11. Ivanov M.E., Kukushkin E.V., Kukushkin S.V., Shvaleva N.A., Ushakov A.V. Method for service universal joints. *Journal of Advanced Research in Technical Science*. 2017. No. 7. p. 37-41.

12. Eresko S.P., Eresko T.T., Kukushkin E.V., Menovshchikov V.A. Sposob tekhnicheskogo obsluzhivaniya kardannyh sharnirov. [Method of technical maintenance of universal joint]. Patent RF. no. 2640157, 2017.

13. Eresko S.P., Eresko T.T., Kukushkin E.V., Menovshchikov V.A. [Increasing the durability of the transmission for the account of improving the design of the and the method of its technical service]. *Stroitel'nye i Dorozhnye mashiny*. 2018, No. 1, P. 45-51. (In Russ.).

14. Kukushkin E.V. [Investigation of the stressed-deformed condition of the crosspieces of universal joints]. *Materialy XXII mezhdunarodnoy nauchnoy konferentsii "Reshetnevskie chteniya"* [Materials XXII Intern. Scientific. Conf "Reshetnev reading"]. Krasnoyarsk, 2018, P. 496-499. (In Russ.).

15. Pastukhov A.G. substantiation of the design strength parameters for a service-lifetime test stand. *Russian physics journal*. Vol. 50. No. 11. P. 1142-1147. DOI: 10.1007/s11182-007-0168-3

16. Rosko K. Basics of universal joint design. *Machine design*. Vol. 66. No. 18. P. 112-113.

17. Ašonja A., Adamović Z., Jevtić N. Analysis of reliability of cardan shafts based on condition diagnostics of bearing assembly in cardan joints. *Metalurgia international*. Vol. 18. No. 4. P. 216-221.

18. Pastukhov A.G., Timashov E.P. Method of diagnostics of cardan joints transport and technological machines. *Traktori i pogonske mašine*. Vol. 18. No. 2. P. 29-35.

19. Erokhin M.N., Pastukhov A.G., Timashov E.P. analysis of wear of the cardan cross the joints john deere tractor. *Traktori i pogonske mašine*. Vol. 21. No. 1. P. 24-29.

20. Eresko S.P., Eresko T.T., Kukushkin E. V., Menovshchikov V. A. Influence of Vibrational Loads on Needle Skew in Cardan-Joint Bearings. *Russian Engineering Research*. Vol. 38. No. 9. P. 651-655. DOI: 10.3103/S1068798X18090125.