

УДК 62-533.7

Doi: 10.31772/2587-6066-2018-19-4-668-676

Для цитирования: Ереско С. П., Ереско Т. Т., Кукушкин Е. В., Меновщиков В. А. Совершенствование методики расчета угла закручивания карданной передачи с использованием теоретических и экспериментальных исследований // Сибирский журнал науки и технологий. 2018. Т. 19, № 4. С. 668–676. Doi: 10.31772/2587-6066-2018-19-4-668-676

For citation: Eresko S. P., Eresko T. T., Kukushkin E. V., Menovshikov V. A. [Improvement of the method of calculating the universal joints transmission angle with the use of theoretical and experimental studies]. *Siberian Journal of Science and Technology*. 2018, Vol. 19, No. 4, P. 668–676 (In Russ.). Doi: 10.31772/2587-6066-2018-19-4-668-676

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДИКИ РАСЧЕТА УГЛА ЗАКРУЧИВАНИЯ КАРДАННОЙ ПЕРЕДАЧИ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ТЕОРЕТИЧЕСКИХ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

С. П. Ереско, Т. Т. Ереско, Е. В. Кукушкин*, В. А. Меновщиков

Сибирский государственный университет науки и технологий имени академика М. Ф. Решетнева
Российская Федерация, 660037, г. Красноярск, просп. им. газ. «Красноярский рабочий», 31

*E-mail: ironjeck@mail.ru

Предложена методика совершенствования расчета угла закручивания карданного вала карданной передачи. Предложена конструкция стенда для проведения испытаний карданных передач, включающая в себя электродвигатель, выходной вал которого соединен с входным валом механической коробки переключения передач, соединенной выходным валом с входным валом испытываемой карданной передачи, установленными на раме. Выходной вал карданной передачи соединен с входным валом раздаточного редуктора, установленного на дополнительной раме вместе с устройством нагружения, которое выполнено гидравлическим и представляет собой гидравлический насос, вал которого присоединен к выходному валу раздаточного редуктора. Входной канал гидравлического насоса соединен с гидравлическим баком с рабочей жидкостью, а его выходной канал присоединен к входному каналу дросселя, регулирующему нагрузку. Между дросселем и гидравлическим насосом установлен манометр, градуированный в единицах тормозного момента, и предохранительный клапан для выпуска избыточного давления в гидравлический бак. Выходной канал дросселя подсоединен к гидравлическому баку через теплообменник. Предохранительный клапан подключен электрически к электроконтактному манометру, который включен в электрическую сеть и представляет собой электромагнитный клапан постоянного тока. Приведены результаты испытания карданных передач на четырех режимах работы, характеризующих переменными значениями крутящего и тормозного моментов и изменением конструктивных параметров карданной передачи в каждом опыте. Получено уравнение линейной регрессионной зависимости угла закручивания карданного вала от следующих факторов: длина карданной передачи; угол излома карданной передачи; мощность электродвигателя; частота вращения двигателя; усилие торможения от давления гидравлической жидкости. Найдены границы доверительных интервалов углов закручивания карданной передачи. Достоверность и адекватность полученных теоретических результатов подтверждаются экспериментальными исследованиями, проведенными на стенде при аналогичных данных теоретических исследований.

Ключевые слова: измерительная система, испытательный стенд, карданная передача, погрешность измерений, погрешность эксперимента.

IMPROVEMENT OF THE METHOD OF CALCULATING THE UNIVERSAL JOINTS TRANSMISSION ANGLE WITH THE USE OF THEORETICAL AND EXPERIMENTAL STUDIES

S. P. Eresko, T. T. Eresko, E. V. Kukushkin*, V. A. Menovshikov

Reshetnev Siberian State University of Science and Technology
31, Krasnoyarsky Rabochy Av., Krasnoyarsk, 660037, Russian Federation

*E-mail: ironjeck@mail.ru

A technique for improving the calculation of the angle of twisting of a universal joint shaft. The design of the stand for testing universal joint gears is proposed, which includes an electric motor whose output shaft is connected to the input shaft by a mechanical gearbox connected by an output shaft to an input shaft tested by cardan gear mounted on the frame. The output shaft of the universal joint gear is connected to the input shaft of the gear reducer mounted on the additional frame together with a loading device which is hydraulic and is a hydraulic pump whose shaft is connected to

the output shaft of the dispensing gear. The input channel of the hydraulic pump is connected to the hydraulic tank with the working fluid, and its output channel is connected to the input channel of the throttle, which regulates the load. Between the throttle and the hydraulic pump is installed a pressure gauge calibrated in units of braking torque and a safety valve for discharging excess pressure into the hydraulic tank. The output channel of the throttle is connected to the hydraulic tank through the heat exchanger. The safety valve is electrically connected to an electrocontact manometer that is connected to the electrical network and is a DC solenoid valve. The results of the tests of universal joints gears in four modes of operation, characterized by varying values of the torque and braking moment and changing the design parameters of the universal joints transmission in each experiment. The equation of linear regression dependence of the twist angle of the universal joints shaft on the factors: the length of the universal joints gear; angle of kink in universal joints transmission; electric motor power; engine speed; braking force from the hydraulic fluid pressure. The boundaries of the confidence intervals of the angles of twisting of the universal joints transmission are found. The reliability and adequacy of the results of theoretical studies is confirmed by experimental studies carried out at the stand with similar theoretical data.

Keywords: measuring system, test bench, universal joint, measurement error, experimental error.

Введение. Исследования по работе карданных передач разделяются на два направления: динамика и кинематика карданных передач. основополагающими работами по кинематике и динамике карданных передач являются работы Е. А. Чудакова [1], М. И. Лысова [2; 3], Я. Э. Малаховского [4], И. С. Цитовича [5; 6], С. А. Лапшина [7–9], С. Н. Иванова [10–13] и других авторов [14; 15]. Исследования кинематики карданных передач позволили установить, что в одношарнирной передаче при вращении ведущего вала с постоянной угловой скоростью ведомый вал будет вращаться неравномерно с переменной угловой скоростью, при этом коэффициент неравномерности вращения является функцией угла наклона трубы кардана. Трудом Е. А. Чудакова, И. С. Цитовича и др. было показано, что карданные передачи требуют как кинематических, так и динамических расчетов.

Наиболее перспективными направлениями повышения надежности карданных передач транспортно-технологических машин является совершенствование и модернизация элементов конструкции с целью повышения долговечности, безотказности и ремонтно-пригодности элементов, разработка прогрессивных технологий, основанных на рациональных способах технического обслуживания и ремонта, разработка технических средств и методик испытаний [16].

Постановка задачи. Задача исследований заключается в совершенствовании методики расчета угла закручивания карданной передачи с использованием теоретических и экспериментальных исследований, а для этого необходимо провести испытания карданных передач на четырех режимах работы, характеризующихся переменными значениями крутящего и тормозного моментов и изменением конструктивных параметров карданной передачи в каждом опыте, провести расчет погрешностей эксперимента.

Описание оборудования. Для испытания карданных передач был разработан и изготовлен испытательный стенд [17; 18] для испытаний карданных передач на игольчатых подшипниках (рис. 1), включающий в себя электродвигатель 1, выходной вал которого соединен с входным валом механической коробкой переключения передач 2, соединенной выходным валом с входным валом испытываемой карданной передачи 3, установленными на раме 4.

Выходной вал карданной передачи 3 соединен с входным валом раздаточного редуктора 5, установленного на дополнительной раме 6 вместе с устройством нагружения, которое выполнено гидравлическим и представляет собой гидравлический насос 7, вал которого присоединен к выходному валу раздаточного редуктора 5. Входной канал гидравлического насоса 7 соединен с гидравлическим баком 8 с рабочей жидкостью, а его выходной канал присоединен к входному каналу дросселя 9, регулирующему нагрузку. Между дросселем и гидравлическим насосом установлен манометр 10, градуированный в единицах тормозного момента, и предохранительный клапан 11 для выпуска избыточного давления в гидравлический бак 8. Выходной канал дросселя подсоединен к гидравлическому баку через теплообменник 12. Предохранительный клапан 11 подключен электрически к электроконтактному манометру, который включен в электрическую сеть и представляет собой электромагнитный клапан постоянного тока.

Согласно поставленной задаче исследований была разработана система измерения [19; 20] контролируемых параметров, которая включает в себя настройку угла излома карданного вала и длину карданной передачи [21], настройку и тарирование манометра гидравлического устройства нагружения [22] и измерительную систему цифрового типа с передачей данных измерений на ПК.

Щит электроуправления подключен к сети питания кабелем 15, система охлаждения подключена шлангами 16 к водопроводу и канализации, гидравлическая система подключена к гидронасосу рукавами высокого давления 17. Система автоматизированного управления стенда работает следующим образом: (рис. 2, 3) вращающий момент от электродвигателя передается на испытываемую карданную передачу, гидронасос при этом передает испытываемой карданной передаче тормозной момент, создаваемый дросселем с регулирующим элементом, соединенным с приводом управления положением регулирующего элемента дросселя. Если происходит нагрев рабочей жидкости, которая при этом расширяется, включается привод управления положением регулирующего элемента дросселя с помощью поступившего в элемент сравнения 14 электрического сигнала с датчика давления 17 и в автоматическом режиме регулирует

дроссель, уравнивая давление рабочей жидкости до заданного параметра. В случае перегрева рабочей жидкости включается привод управления положением регулирующего элемента термклапана 19 с помощью электрического сигнала, поступающего в элемент сравнения 14 с датчика температуры 18, который на-

правляет поток рабочей жидкости через теплообменник. При избытке рабочего давления включается предохранительный клапан для предупреждения скачка заданного давления рабочей жидкости в гидравлической системе, который выпускает избыточное давление в гидравлический бак.

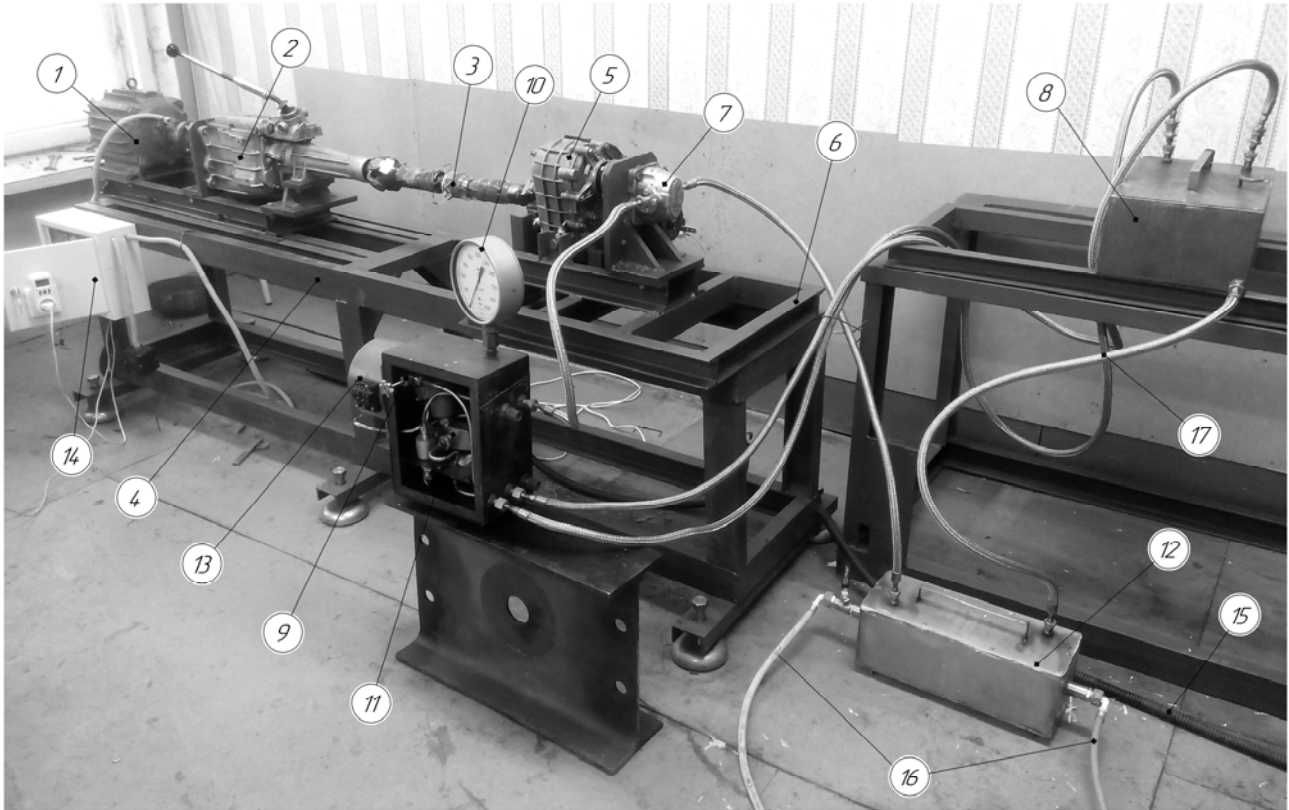


Рис. 1. Стенд для испытания карданных шарниров на игольчатых подшипниках

Fig. 1. Stand for testing universal joints on needle bearings

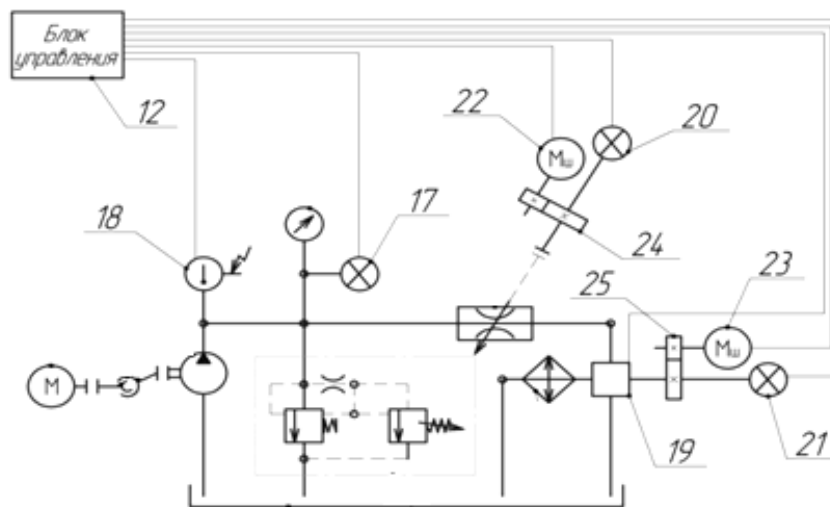


Рис. 2. Система автоматизированного управления гидравлического устройства

Fig. 2. Hydraulic device automated control system

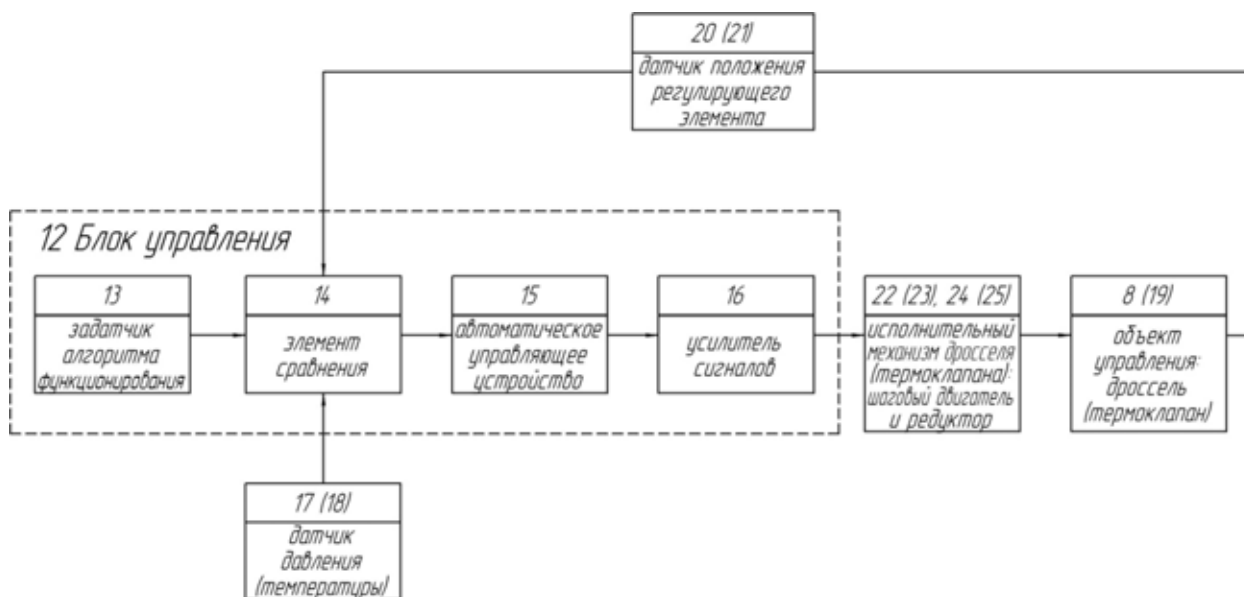


Рис. 3. Схема автоматизированного управления стэнда

Fig. 3. Scheme of automated control of the stand

Регулирование давления обеспечивается следующим образом: с датчика давления 17 поступает электрический сигнал на элемент сравнения 14, который сравнивает электрические сигналы с задатчика алгоритма функционирования 13 и датчика положения регулирующего элемента дросселя 20, далее вырабатывается электрический сигнал рассогласования, поступающий на автоматическое управляющее устройство 15, после которого электрический сигнал усиливается усилителем сигналов 16 и отправляется на исполнительный механизм дросселя: шаговый двигатель 22 и редуктор 24, которые в зависимости от полярности сигнала рассогласования приводят в движение объект управления – дроссель, связанный с датчиком положения регулирующего элемента дросселя 20, сигнал с которого возвращается на элемент сравнения 14. При достижении равенства сигналов с задатчика алгоритма функционирования 13, датчика давления 17 и датчика положения регулирующего элемента дросселя 20, исполнительный механизм дросселя – шаговый двигатель 22 и редуктор 24 останавливаются.

Регулирование температуры рабочей жидкости обеспечивается следующим образом: с датчика температуры 18 поступает электрический сигнал на элемент сравнения 14, который сравнивает электрические сигналы с задатчика алгоритма функционирования 13 и датчика положения регулирующего элемента термодросселя 21, далее вырабатывается электрический сигнал рассогласования, поступающий на автоматическое управляющее устройство 15, после которого электрический сигнал усиливается усилителем сигналов 16 и отправляется на исполнительный механизм термодросселя 19: шаговый двигатель 23 и редуктор 25, которые в зависимости от полярности сигнала рассогласования приводят в движение объект управления – термодроссель 19, связанный с датчиком поло-

жения регулирующего элемента термодросселя 21, сигнал с которого возвращается на элемент сравнения 14. При достижении равенства сигналов с задатчика алгоритма функционирования 13, датчика температуры 18 и датчика положения регулирующего элемента термодросселя 21, исполнительный механизм термодросселя 19 – шаговый двигатель 23 и редуктор 25 останавливаются [22–27].

Основная часть. При постановке эксперимента [28] использовался план факторного эксперимента $N = 4^{5-2}$, факторами которого являются длина карданной передачи (L , мм), угол излома карданной передачи (γ , град), мощность электродвигателя (N , Вт), частота вращения двигателя (n , мин⁻¹), усилие торможения от давления гидравлической жидкости (P , Нм). В качестве параметра оптимизации Y выбираем величину закручивания карданного вала (Y , Нм).

Под действием тормозного момента в карданной передаче возникает упругая деформация кручения, способствующая возникновению и росту деформации кручения, выраженной суммарным углом закручивания карданной передачи Y . На вычисления и измерение данного угла влияют погрешности изготовления отдельных деталей конструкции карданной передачи, температура, различная жесткость отдельных элементов конструкции карданной передачи, а также люфты и зазоры в соединениях.

Испытания карданных передач выполняли на четырех режимах работы, характеризующихся переменными значениями крутящего и тормозного моментов и изменением конструктивных параметров карданной передачи в каждом опыте. Обработку полученных экспериментальных данных производили с помощью программного продукта для ЭВМ EREGRE [29]. Для обработки результатов испытаний применена методика статистической обработки результатов испытаний с применением правила «трёх сигм». Правило «трёх

сигм», или эмпирическое правило, утверждает, что для нормального распределения есть вероятность того, что σ принимает значения, отличающиеся от математического ожидания не более чем на три среднеквадратических отклонения.

Результаты исследования. В результате проведения эксперимента получим уравнение линейной математической модели:

$$y = -4,1548 - 0,1151x_1 + 0,0018x_2 + 0,9862x_3 - 0,0003x_4 + 2,3444x_5. \quad (1)$$

Для обработки полученных значений необходимо выполнить расчет нагрузок. Определим крутящий момент электродвигателя (Нм) по формуле [30; 31]

$$T_{дв} = \frac{9550 \cdot N}{n}, \quad (2)$$

где N – мощность двигателя, кВт; n – частота вращения двигателя, мин^{-1} .

Угловую скорость карданной передачи определим по формуле (сек^{-1})

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60}. \quad (3)$$

Определим вращающий момент, передаваемый карданной передаче (Нм):

$$T = T_{дв} \cdot i, \quad (4)$$

где i – передаточное число.

Угол закручивания карданного вала определим для каждого участка карданного вала по формуле

$$\theta = \frac{T \cdot L_i \cdot 180 \cdot k_d}{J_p \cdot G \cdot \pi}, \quad (5)$$

где L_i – длина карданного вала, мм; k_d – поправочный коэффициент, равен 0,96 по результатам эксплуатации; J_p – полярный момент инерции карданного вала, мм^4 ; G – модуль упругости при кручении, равный $8,5 \cdot 10^4$ МПа.

Получаем график значений углов закручивания карданного вала (рис. 4).

При всех значениях величины закручивания карданного вала, для которых проводилось измерение параметров, проводим статистическую обработку по оценке средних значений параметров $m_q(D_j)$ и их среднеквадратических отклонений $\sigma_q(D_j)$. Результаты статистической обработки результатов испытаний представлены на рис. 5.

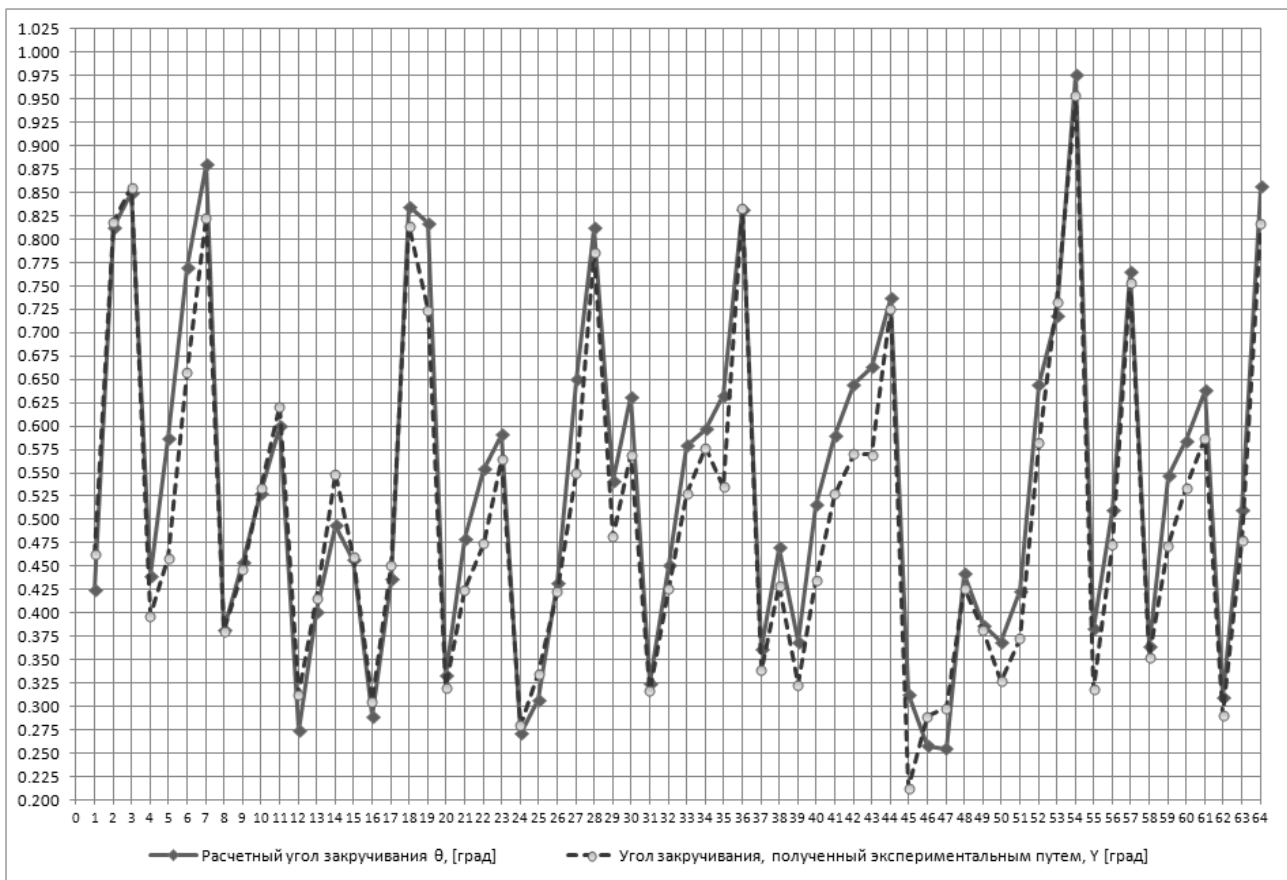


Рис. 4. График значений углов закручивания карданного вала

Fig. 4. Graph of the values of the angles of shaft tightening

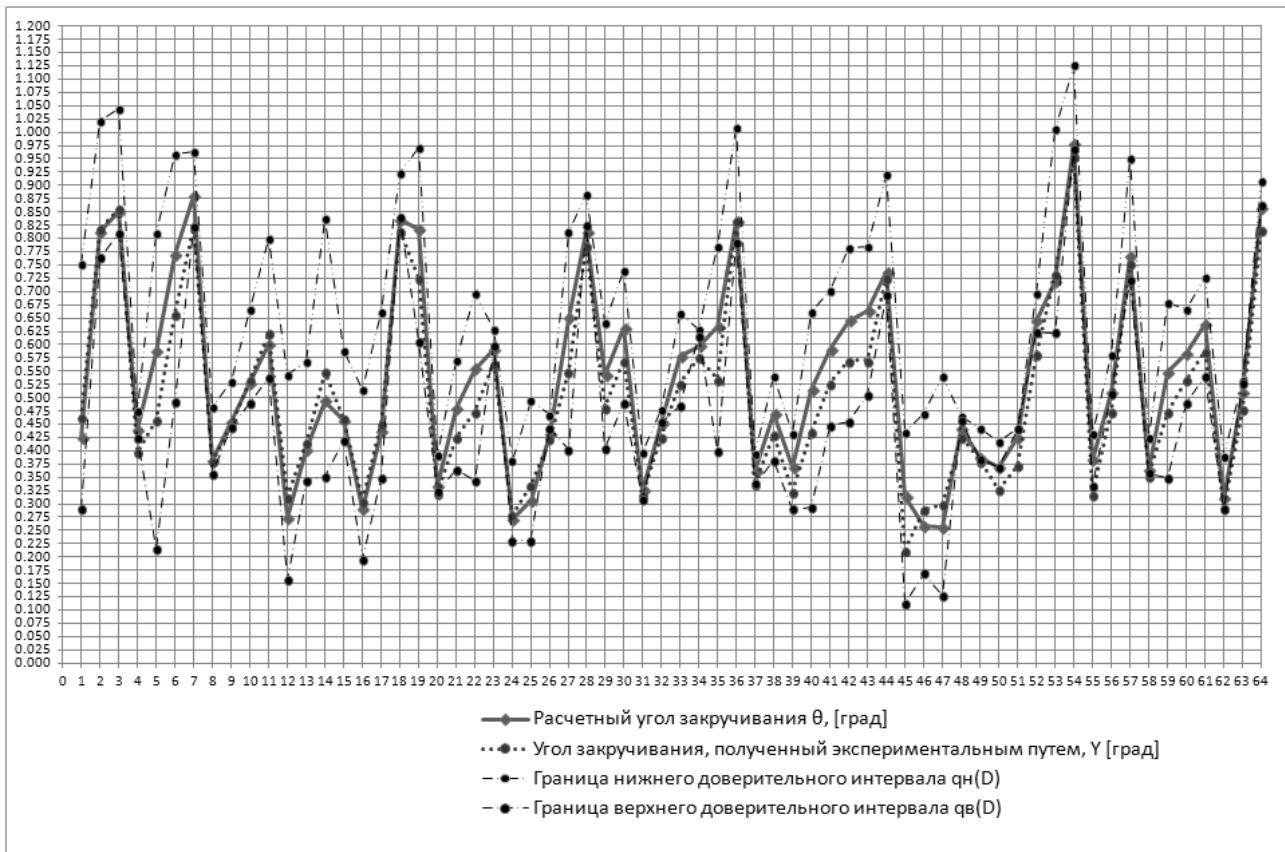


Рис. 5. График результатов статистической обработки параметра углов закручивания карданного вала

Fig. 5. Graph of the results of static processing of the parameters of the angles of spiral shaft

Заключение. Приведены результаты испытания карданных передач на четырех режимах работы, характеризующих переменными значениями крутящего и тормозного моментов и изменением конструктивных параметров карданной передачи в каждом опыте. Получено уравнение линейной регрессионной зависимости угла закручивания карданного вала от следующих факторов: длина карданной передачи; угол излома карданной передачи; мощность электродвигателя; частота вращения двигателя; усилие торможения от давления гидравлической жидкости. В результате выполненных расчетов и проведенных исследований усовершенствована методика расчета карданных передач на игольчатых подшипниках, введен поправочный коэффициент в расчет угла закручивания карданного вала, значение которого получено по результатам экспериментальных исследований.

Достоверность и адекватность полученных теоретических результатов [32–36] подтверждается экспериментальными исследованиями, проведенными на стенде при аналогичных данных теоретических исследований.

Библиографические ссылки

1. Чудаков Е. А. Расчет автомобиля. М. : Машгиз, 1947. 450 с.
2. Лысов М. И. Карданные механизмы. М. : ОНТИ, 1945. 280 с.
3. Лысов М. И. Карданные передачи автомобиля. М. : Машгиз, 1961. 320 с.
4. Малаховский Н. Э. Карданные передачи. М. : Машгиз, 1952. 220 с.
5. Цитович И. С. Исследование кинематики и динамики карданной передачи автомобиля : дис. ... канд. техн. наук. М., 1948. 147 с.
6. Цитович И. С., Альгин В. Б. Динамика автомобиля. Минск : Наука и техника, 1981. 107 с.
7. Лапшин С. А. Некоторые нагрузки в трансмиссии автомобиля, вызванные работой карданной передачи // Труды НАМИ. 1965. Вып. 72. 60 с.
8. Лапшин С. А. Основные направления повышения долговечности карданных передач тракторов : автореф. дис. ... д-ра техн. наук. М., 1976. 33 с.
9. Лапшин С. А., Борисов С. Г. Пути повышения долговечности карданных передач тракторов // Тракторы и сельхозмашины. 1971. № 4. С. 15–17.
10. Пути совершенствования конструкции карданной передачи / Ю. К. Есеновский-Лашков [и др.] // Автомобильная промышленность. 1974. № 7. С. 17–19.
11. Зельцер Е. А., Иванов С. Н. К вопросу снижения динамической нагруженности трансмиссии автомобиля // Автомобильная промышленность. 1981. № 4. С. 17–18.
12. Иванов С. Н. Некоторые результаты исследования крутильных колебаний в трансмиссии автомо-

бия «Запорожец» // Труды НАШ. 1965. № 1972. С. 78–80.

13. Иванов С. Н. Влияние колебаний карданной передачи на крутильные колебания в трансмиссии // Труды НАШ. 1965. № 72. С. 116–119.

14. Куликовская Н. М., Яковлев А. И. К расчету осевых сил карданного вала // Автомобильная промышленность. 1958. № 8. С. 10–12.

15. Красников О. К. Исследование крутильных колебаний систем с одношарнирными карданными передачами // Газодинамика двигателей, динамика и прочность машин. Пермь, 1967. С. 10–12.

16. Пастухов А. Г. Повышение надежности карданных передач трансмиссий сельскохозяйственной техники : дис. ... д-ра техн. наук : 05.20.03. М., 2008. 399 с.

17. Конструкция стенда для проведения испытаний карданных шарниров на игольчатых подшипниках в широком диапазоне размеров с изменением угла излома карданной передачи / Е. В. Кукушкин [и др.] // Транспорт. Транспортные сооружения. Экология. 2016. № 2. С. 58–73. DOI: 10.15593/24111678/2016.02.05.

18. Расчет гидравлической системы тормозного устройства стенда для испытания трансмиссий транспортно-технологических машин / А. С. Ереско [и др.] // Транспорт. Транспортные сооружения. Экология. 2016. № 4. С. 60–79. DOI: 10.15593/24111678/2016.04.06.

19. Ереско Т. Т., Кукушкин Е. В., Орлов А. А. Разработка измерительной системы стенда для испытания карданных передач // Решетневские чтения : материалы XXI Междунар. науч. конф. / СибГУ им. ак. М. Ф. Решетнева. Красноярск, 2017. С. 559–561.

20. Разработка модуля измерения деформаций с помощью тензорезисторов с использованием arduino / А. С. Ереско [и др.] // Механика XXI века. Братск : БрГУ, 2017. С. 82–85.

21. Ереско Т. Т., Кукушкин Е. В., Орлов А. А. Тензометрические измерения деформаций карданных передач на испытательном стенде // Решетневские чтения : материалы XXI Междунар. науч. конф. / СибГУ им. ак. М. Ф. Решетнева. Красноярск, 2017. С. 562–564.

22. Определение динамических параметров привода экспериментального стенда для исследования карданных передач / А. В. Стручков [и др.] // Вестник СибГАУ. 2016. Т. 17, № 3. С. 638–644.

23. Пат. 2649601 Российская Федерация, МПК⁷ G 01 N 13/00. Стенд для испытания карданных передач / Ереско С. П., Ереско А. С., Ереско Т. Т., Ереско В. С., Кукушкин Е. В., Меновщиков В. А., Орлов А. А., Хоменко И. И. № 2016140015 ; заявл. 11.10.2016 ; опубл. 04.04.2018, Бюл. № 10. 10 с.

24. Ереско С. П., Ереско Т. Т., Кукушкин Е. В. Система автоматического регулирования гидравлического тормозного устройства стенда для испытания карданных передач // Решетневские чтения : материалы XXII Междунар. науч. конф. / СибГУ им. ак. М. Ф. Решетнева. Красноярск, 2018. С. 481–483.

25. Gumarova A. A., Kukushkin E. V. Automated control system for hydraulic test loading unit // Journal of

Advanced Research in Technical Science. 2018. No. 11. P. 5–9.

26. Eresko S. P., Eresko T. T., Kukushkin E. V. Method of preparation of the experiment for investigation of universal joints on needle bearings // Сибирский журнал науки и технологий. 2018. Т. 19, № 1. С. 120–136.

27. Сравнительный анализ конструкций испытательных стендов для испытания карданных шарниров / С. П. Ереско [и др.] // Сибирский журнал науки и технологий. 2017. Т. 18, № 4. С. 902–909.

28. Планирование эксперимента по исследованию карданных передач на игольчатых подшипниках / С. П. Ереско [и др.] // Вестник СибГАУ. 2016. Т. 17, № 4. С. 1062–1071.

29. Регрессионный анализ многофакторных экспериментальных исследований (EREGRE) : свид. об офиц. регистр. программы для ЭВМ № 2004610534 (РФ) / Ереско С. П. Заявл. 24.12.2003, № 2003612713 ; зарег. Роспатент 24.02.2004.

30. Ереско С. П., Ереско Т. Т., Кукушкин Е. В. Совершенствование методики расчета угла закручивания карданной передачи // Решетневские чтения : материалы XXI Междунар. науч. конф. / СибГУ им. ак. М. Ф. Решетнева. Красноярск, 2017. С. 564–567.

31. Совершенствование методики расчета коэффициента полезного действия карданной передачи с целью оптимизации ее конструктивных и эксплуатационных параметров / А. С. Ереско [и др.] // Транспорт. Транспортные сооружения. Экология. 2017. № 3. С. 25–45. DOI: 10.15593/24111678/2017.03.02.

32. Повышение долговечности карданной передачи за счет совершенствования конструкции карданного шарнира и способа его технического обслуживания / С. П. Ереско [и др.] // Строительные и дорожные машины. 2018. № 1. С. 45–51.

33. Влияние вибрационных нагрузок на процесс перекося тел качения в игольчатом подшипнике карданного шарнира / С. П. Ереско [и др.] // Вестник машиностроения. 2018. № 5. С. 10–15.

34. Повышение долговечности подшипников карданного шарнира неравных угловых скоростей / С. П. Ереско [и др.] // Системы. Методы. Технологии. 2018. № 2. С. 19–24. DOI: 10.18324/2077-5415-2018-2-19-24.

35. Influence of Vibrational Loads on Needle Skew in Cardan-Joint Bearings / S. P. Eresko [et al.] // Russian Engineering Research. 2018. Vol. 38, No. 9. P. 651–655. DOI: 10.3103/S1068798X18090125.

36. Кукушкин Е. В. Совершенствование конструкции и методов проектирования карданных передач с шарнирами неравных угловых скоростей : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.02.13. Братск, 2018. 18 с.

References

1. Chudakov E. A. *Raschet avtomobilya* [Vehicle Calculation]. Moscow, MASHGIZ Publ., 1947, 450 p.
2. Lysov M. I. *Kardannyye mekhanizmy* [Universal joints mechanisms]. Moscow, ONTI Publ., 1945, 280 p.
3. Lysov M. I. *Kardannyye peredachi avtomobilya* [Universal joints transmission car]. Moscow, MASHGIZ Publ., 1961, 320 p.

4. Malakhovskiy N. E. *Kardannye peredachi* [Universal joints]. Moscow, MASHGIZ Publ., 1952, 220 p.
5. Tsitovich I. S. *Issledovanie kinematiki i dinamiki kardannoy peredachi avtomobilya. Doct. Diss.* [Study of kinematics and dynamics of universal joints transmission of a car. Doct. Diss.]. Moscow, 1948, 147 p.
6. Tsitovich I. S., Al'gin V. B. *Dinamika avtomobilya* [Vehicle Dynamics]. Minsk, Nauka i tekhnika Publ., 1981, 107 p.
7. Lapshin S. A. [Some loads in the vehicle's transmission caused by the operation of the universal joints gear]. *Trudy NAMI*. 1965, No. 72, 60 p. (In Russ.).
8. Lapshin S. A. *Osnovnye napravleniya povysheniya dolgovechnosti kardannykh peredach traktorov. Doct. Diss.* [The basic directions of increase of durability of universal joints gears of tractors. Doct. Diss.]. Moscow, 1976, 33 p.
9. Lapshin S. A., Borisov S. G. [Ways of increase of durability of universal joints gears of tractors]. *Traktory i sel'khoz mashiny*. 1971, No. 4, P. 15–17 (In Russ.).
10. Esenovskiy-Lashkov Yu. K., Ivanov S. N., Stefanovich Yu. G., Chernyaykin V. A. [Ways of improving the design of the universal joints transmission]. *Avtomobil'naya promyshlennost*. 1974, No. 7, P. 17–19 (In Russ.).
11. Zel'tser E. A., Ivanov S. N. [On the issue of reducing the dynamic load of a car's transmission]. *Avtomobil'naya promyshlennost*. 1981, No. 4, P. 17–18 (In Russ.).
12. Ivanov S. N. [Some results of the investigation of torsional oscillations in the transmission of the Zaporozhets car]. *Trudy NASH*. 1965, Vol. 72, P. 78–80 (In Russ.).
13. Ivanov S. N. [Influence of oscillations of a universal joints transmission on torsional oscillations in transmission]. *Trudy NASH*. 1965, Vol. 72, P. 116–119 (In Russ.).
14. Kulikovskaya N. M., Yakovlev A. I. [To the calculation of the axial forces of the universal joints shaft]. *Avtomobil'naya promyshlennost*. 1958, No. 8, P. 10–12 (In Russ.).
15. Krasnikov O. K. [Investigation of torsional vibrations of systems with single-pivoted universal joints gears]. *Gazodinamika dvigateley, dinamika i prochnost' mashin*. 1967, P. 10–12 (In Russ.).
16. Pastukhov A. G. *Povyshenie nadezhnosti kardannykh peredach transmissiy sel'skokhozyaystvennoy tekhniki. Doct. Diss.* [Increase of reliability of universal joints gears of agricultural machinery transmissions. Doct. Diss.]. Moscow, 2008, 399 p.
17. Kukushkin E. V., Eresko S. P., Eresko T. T., Menovshchikov V. A., Orlov A. A. [Stand construction for testing the universal joint on needle bearings in wide range of sizes with the angle changing driveline]. *Transport. Transportnye sooruzheniya. Ekologiya*. 2016, No. 2, P. 58–73. DOI: 10.15593/24111678/2016.02.05 (In Russ.).
18. Eresko A. S., Eresko S. P., Eresko T. T., Kukushkin E. V., Menovshchikov V. A., Orlov A. A. [Calculation of the hydraulic system of brake device of stand for the test of transmissions of transport-technological machines]. *Transport. Transportnye sooruzheniya. Ekologiya*. 2016, No. 4, P. 60–79. DOI: 10.15593/24111678/2016.04.06 (In Russ.).
19. Eresko T. T., Kukushkin E. V., Orlov A. A. [Development of the measuring system of the stand for testing the universal joint transmissions]. *Materialy XXI mezhdunarodnoy nauchnoy konferentsii "Reshetnevskie chteniya"* [Materials XXI Intern. Scientific. Conf "Reshetnev reading"]. Krasnoyarsk, 2017, P. 559–561 (In Russ.).
20. Eresko A. S., Eresko S. P., Eresko T. T., Kukushkin E. V., Orlov A. A. [Development of strain measurement module using strain gages using arduino]. *Materialy XV Mezhdunar. nauch. konf. "Mechaniki XXI veku"* [Materials Intern. Scientific. Conf "Mechanics of XXI century"]. Bratsk, Bratsk State University Publ., 2017, P. 82–85 (In Russ.).
21. Eresko T. T., Kukushkin E. V., Orlov A. A. [Tensometric measurements of the deformations of universal joint transmissions at the test stand]. *Materialy XXI mezhdunarodnoy nauchnoy konferentsii "Reshetnevskie chteniya"* [Materials XXI Intern. Scientific. Conf "Reshetnev reading"]. Krasnoyarsk, 2017, P. 562–564 (In Russ.).
22. Struchkov A. V., Kukushkin E. V., Eresko S. P., Eresko T. T. [Determination of dynamic parameters of drive of experimental stand for research of cardan transmissions]. *Vestnik SibGAU*. 2016, No. 17, P. 638–644 (In Russ.).
23. Eresko S. P., Eresko A. S., Eresko T. T., Eresko V. S., Kukushkin E. V., Menovshchikov V. A., Orlov A. A., Khomenko I. I. *Stend dlya ispitaniy kardanikh peredach* [The test stand driveline]. Patent RF, no. 2649601, 2018.
24. Eresko S. P., Eresko T. T., Kukushkin E. V. [Automatic control system of hydraulic brake device stand for testing of universal joint transmissions]. *Materialy XXII mezhdunarodnoy nauchnoy konferentsii "Reshetnevskie chteniya"* [Materials XXII Intern. Scientific. Conf. "Reshetnev reading"]. Krasnoyarsk, 2018, P. 481–483 (In Russ.).
25. Gumarova A. A., Kukushkin E. V. Automated control system for hydraulic test loading unit. *Journal of Advanced Research in Technical Science*. 2018, No. 11, P. 5–9.
26. Eresko S. P., Eresko T. T., Kukushkin E. V., Menovshchikov V. A., Orlov A. A. [Method of preparation of the experiment for investigation of universal joints on needle bearings]. *Siberian Journal of Science and Technology*. 2018, Vol. 19, No. 1, P. 120–136 (In Russ.).
27. Eresko S. P., Eresko T. T., Kukushkin E. V., Menovshchikov V. A., Mikheev A. E. [Comparative analysis of structures test apparatus for universal joint]. *Siberian Journal of Science and Technology*. 2017, Vol. 18, No. 4, P. 902–909 (In Russ.).
28. Eresko S. P., Eresko T. T., Kukushkin E. V., Menovshchikov V. A., Khomenko I. I. [Planning of experiment on research of universal joint transmissions on the needle-shaped bearing]. *Vestnik SibGAU*. 2016, No. 17, P. 1062–1071 (In Russ.).
29. Eresko S. P. *Regressivnii analiz mnogoaktornikh eksperimentalnykh issledovaniy (EREGRE)* [Multivariate regression analysis of experimental studies (EREGRE)]. Patent RF, no. 2004610534, 2004.
30. Eresko S. P., Eresko T. T., Kukushkin E. V. [Improvement of the method of calculation of universal joint

transfer turning]. *Materialy XXI mezhdunarodnoy nauchnoy konferentsii "Reshetnevskie chteniya"* [Materials XXI Intern. Scientific. Conf "Reshetnev reading"]. Krasnoyarsk, 2017, P. 564–567 (In Russ.).

31. Eresko A. S., Eresko S. P., Eresko T. T., Ivanenko E. V., Kukushkin E. V. [Perfection of the methodology for calculating the efficiency of the use of universal joint gear in order to optimize its design and operational parameters]. *Transport. Transportnye sooruzheniya. Ekologiya*. 2017, No. 3, P. 25–45. DOI: 10.15593/24111678/2017.03.02 (In Russ.).

32. 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.).

33. Eresko S. P., Eresko T. T., Kukushkin E. V., Menovshchikov V. A. [Influence on the process vibration loads sag rolling elements in the universal joint]. *Vestnik Mashinostroeniya*. 2018, No. 5, P. 10–15 (In Russ.).

34. Eresko S. P., Eresko T. T., Kukushkin E. V., Kukushkin S. V., Menovshchikov V. A. [Increasing the longevity of the bearings of the universal joint unequal angular velocities]. *Sistemy. Metody. Tekhnologii*. 2018, No. 2, P. 19–24 (In Russ.). DOI: 10.18324/2077-5415-2018-2-19-24.

35. 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*. 2018, Vol. 38, No. 9, P. 651–655. DOI: 10.3103/S1068798X18090125.

36. Kukushkin E. V. *Sovershenstvovanie konstruksii i metodov proektirovaniya kardannykh peredach s sharnirami neravnykh uglovykh skorostey*. *Kand. diss.* [Perfection of the design and methods of designing universal joints gears with hinges of unequal angular velocities. Cand. Diss.]. Bratsk, 2018, 18 p.

© Ереско С. П., Ереско Т. Т., Кукушкин Е. В.,
Меновщиков В. А., 2018