

DOI: 10.15593/24111678/2017.03.02

УДК 621.22

**А.С. Ереско<sup>1</sup>, С.П. Ереско<sup>2</sup>, Т.Т. Ереско<sup>2</sup>,  
Е.В. Иваненко<sup>2</sup>, Е.В. Кукушкин<sup>2</sup>**

<sup>1</sup>Инженерно-строительный институт

Сибирского федерального университета, Красноярск, Россия

<sup>2</sup>Сибирский государственный университет науки и технологий  
имени академика М.Ф. Решетнева, Красноярск, Россия

## **СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДИКИ РАСЧЕТА КОЭФФИЦИЕНТА ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ КАРДАННОЙ ПЕРЕДАЧИ С ЦЕЛЬЮ ОПТИМИЗАЦИИ ЕЕ КОНСТРУКТИВНЫХ И ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПАРАМЕТРОВ**

Рассмотрены вопросы, связанные с совершенствованием методики расчета коэффициента полезного действия карданной передачи с целью оптимизации ее конструктивных и эксплуатационных параметров. Предложена новая конструкция испытательного стенда для испытания карданных передач на игольчатых подшипниках. Испытательный стенд содержит электродвигатель, механическую коробку переключения передач, карданную передачу на игольчатых подшипниках и устройство нагружения, которое выполнено гидравлическим и включает в себя гидронасос, подключенный к раздаточному редуктору. Испытательный стенд работает следующим образом: электродвигатель создает крутящий момент, который передается на механическую коробку переключения передач с помощью муфты, с коробки переключения передач крутящий момент передается на входной конец карданной передачи, а тормозной момент от гидравлического устройства нагружения – на выходной конец карданной передачи. Разработана методика настройки испытательного стенда, и получена модель затраченной мощности электродвигателя испытательного стенда, подтвержденная результатами экспериментальных исследований, для обработки которых была использована методика статистической обработки результатов испытаний с применением правила трех сигм. Получено уравнение линейной математической модели. Найдены границы верхнего и нижнего интервалов коэффициента полезного действия карданной передачи. Достоверность и адекватность полученных результатов измерительной системы стенда для испытаний карданных передач подтверждается выполненным расчетом, а выбранные нами факторы оказывают влияние на целевую функцию, за исключением частоты вращения, так как замеры выполнялись на карданной передаче, а выбранные уровни факторов отвечают требованиям плана эксперимента.

**Ключевые слова:** испытательный стенд, мощность электродвигателя, тарирование, расчет, уравнение электродвигателя.

**A.S. Eresko<sup>1</sup>, S.P. Eresko<sup>2</sup>, T.T. Eresko<sup>2</sup>,  
E.V. Ivanenko<sup>2</sup>, E.V. Kukushkin<sup>2</sup>**

<sup>1</sup>Civil Engineering Institute of Siberian Federal University,  
Krasnoyarsk, Russian Federation

<sup>2</sup>Siberian State University of Science and Technology  
named after Academician M.F. Reshetnev, Krasnoyarsk, Russian Federation

## **PERFECTION OF THE METHODOLOGY FOR CALCULATING THE EFFICIENCY OF THE USE OF UNIVERSAL JOINT GEAR IN ORDER TO OPTIMIZE ITS DESIGN AND OPERATIONAL PARAMETERS**

In the article the questions connected with perfection of a technique of calculation of efficiency of universal joint transfers with the purpose of optimization of its design and operational parameters. A new design of a test bench for testing universal joints on needle bearings is proposed, which makes it possible to test universal joints. The test bench contains an electric motor, a mechanical gearbox, a universal joint on needle bearings and a loading device, is made hydraulically and includes a hydraulic pump connected to the gear reducer. The test bench works as follows: the electric motor generates a torque that is transmitted to the mechanical gearbox using a clutch, and from the gearbox the torque is transmitted to the input end of the gimbal transmission and the braking torque from the hydraulic loading device is transmitted to the output end of the gimbal transmission. The procedure for setting up the test bench was developed and a model of the expended power of the electric motor of the test stand was obtained, which was confirmed with the help of the obtained results by means of experimental studies. To process the test results, a statistical processing of the test results was applied using the rule of three sigma. The equation of the linear mathematical model was obtained. The limits of the upper and lower intervals of the efficiency of the universal joint transmission are found. The reliability and adequacy of the obtained results of the measuring system of the stand for the testing of the universal joints is confirmed by the performed calculation, and the factors chosen by us affect the objective function, except for the rotational speed, since measurements were made on the universal joint, and the selected levels of factors meet the requirements of the experimental design.

**Keywords:** tent-bed test, power of electric motor, taring, calculation, equalization of electric motor.

### **Введение**

Основная часть узлов трения – это подшипниковые узлы. В основном отказ подшипниковых узлов происходит за счет абразивного изнашивания, которое возникает вследствие попадания инородных тел в рабочую область подшипникового узла. Кроме всего прочего, отказ подшипников наблюдается в результате так называемого усталостного разрушения.

При изготовлении подшипниковых узлов не учитываются особенности их работы, например, игольчатые подшипники карданных передач по параметрам волнистости и шероховатости рабочих поверхностей подшипника не всегда соответствуют требованиям условий

работы в том или ином случае. При системном подходе к проектированию подшипниковых узлов можно на стадии проектирования обеспечить требуемое тепловыделение и, как следствие, требуемую предельную быстроходность подшипника.

Подшипниковые узлы карданной передачи работают в условиях качения под нагрузкой, которая влияет на работоспособность подшипников в целом. В полной степени не исследованы процесс кинематики тел качения подшипника и влияние их перекоса на работоспособность карданного шарнира в целом. Это связано с повреждением тел и дорожек качения, влиянием и распределением сил сопротивления качению по площадям катящегося контакта. Влияние теплового износа в равной степени способствует изменению и разрушению дорожек качения и является первоочередным вопросом, требующим подробного рассмотрения.

Особое место при расчетах напряженного состояния в зоне контакта занимают задачи, учитывающие силы трения. Влияние сил трения на контактные напряжения рассмотрено в работах Каттанео, Картера, Фепля, Фрома, Миндлина, Порицкого. В реальных условиях при работе игольчатых подшипников крайне редко происходит проскальзывание тел качения. Смазка и другие факторы определяют величину внешних касательных нагрузок [1–7].

## 1. Постановка задачи исследования

В стендах для испытаний карданных подшипников, применяемых для испытаний карданных передач машин, вращение карданного вала осуществляется аналогично принятой схеме транспортных и технологических машин, а регулирование – с помощью редукторов. Однако в большинстве случаев снятие показаний происходит с вращающего вала, что значительно усложняет снятие и контроль результатов испытаний. На основе анализа [8–25] было выявлено, что необходимо решить вопросы, связанные с совершенствованием карданной передачи. Необходимо разработать методику настройки стенда для испытаний карданных передач, выполнить расчет основных параметров привода стенда для постановки и проведения экспериментальных исследований, проверить адекватность, достоверность модели расчета коэффициента полезного действия карданной передачи и выполнить расчет погрешностей экспериментов.

## 2. Описание оборудования

На основе проведенного анализа конструкций испытательных стендов [26–35] была создана новая конструкция стенда для испытаний карданных передач, с помощью которой достигается исключение перегрева системы торможения из-за охлаждения рабочей жидкости, улучшение условий эксплуатации за счет исключения нестабильности тормозного момента, плавного регулирования тормозного момента.

Стенд для испытаний карданных передач на игольчатых подшипниках (рис. 1, 2) включает в себя электродвигатель 1, выходной вал которого соединен с входным валом механической коробки 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 установлены манометр 10, отградуированный 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.

Стенд работает следующим образом: электродвигатель создает крутящий момент, который передается на механическую коробку переключения передач с помощью муфты, с коробки переключения передач крутящий момент передается на входной конец карданной передачи, а тормозной момент от гидравлического устройства нагружения передается на выходной конец карданной передачи. Тормозной момент гидравлического устройства нагружения создается с помощью гидравлического насоса и регулируемого дросселя. При вращении ведущего и ведомого роторов гидравлического насоса на стороне входа создается разрежение, в результате чего жидкость под атмосферным давлением

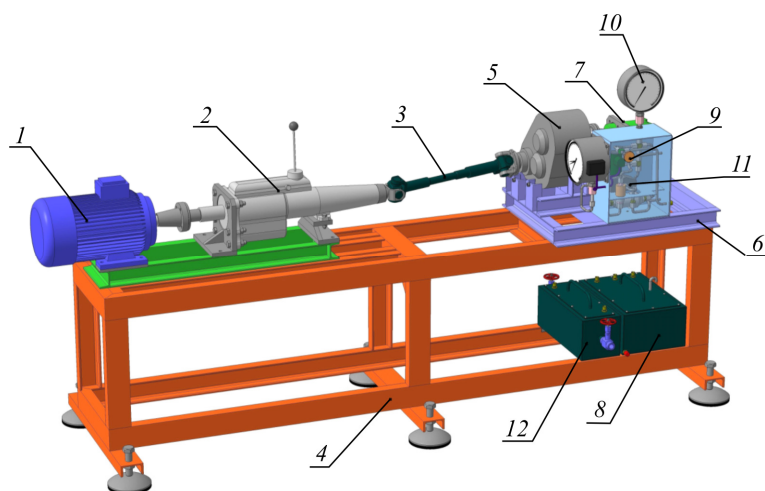


Рис. 1. Стенд для испытания карданных шарниров на игольчатых подшипниках (не показаны подвод воды для охлаждения, рукава высокого давления, подключения электроэнергии с электрическим щитом)

заполняет впадины между зубьями гидравлического насоса и в них перемещается со стороны входа рабочей жидкости на сторону выхода рабочей жидкости. На выходе при зацеплении зубьев происходит выдавливание рабочей жидкости в магистрали гидравлической системы. Установленный в магистрали высокого давления регулируемый дроссель препятствует движению рабочей жидкости, но при этом гидравлический насос создает высокое давление рабочей жидкости, вследствие которого возникает тормозной момент на валу гидравлического насоса, передающийся с помощью раздаточного редуктора на карданный вал. Для исключения перегрева рабочей жидкости в гидравлической системе имеется теплообменник, а для предупреждения превышения рабочего давления установлен предохранительный клапан, который управляется электроконтактным манометром, который в случае превышения рабочего давления срабатывает и направляет поток рабочей жидкости в гидравлический бак, при этом давление в гидравлической системе падает.

### 3. Методика настройки испытательного стенда

В качестве устройства для измерения крутящего момента был использован динамометр образцовый ДОСМ-3-0,05 с индикатором часового типа модели ИЧ-10 МН, цена деления – 0,01 мм. Схема измерений указана на рис. 2.

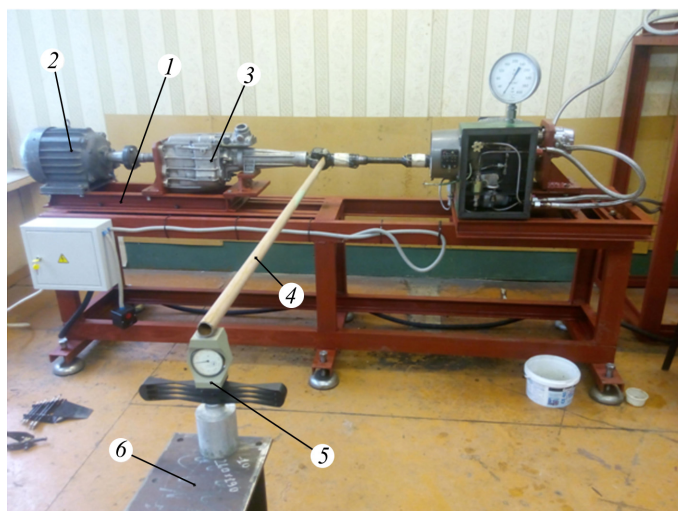


Рис. 2. Измерение пускового момента электродвигателя

На продольной раме 1 установлен электродвигатель 2, подключенный к технологической передаче 3, к которой подсоединена штанга 4. К штанге присоединен динамометр 5, установленный на столе 6. Межосевое расстояние  $L$  между механической коробкой передач и динамометром составляет 1500 мм. Для фиксации значений динамометра использовался фотоаппарат на штативе, который был установлен в направлении лицевой стороны индикатора динамометра.

Техническая характеристика технологической передачи приведена в табл. 1.

Таблица 1

Технические характеристики механической коробки переключения передач (МКПП)

Номер передачи	Задний ход	1	2	3	4
Передаточное число	3,54	3,5	2,26	1,45	1
Число оборотов, об/мин	263	266	412	641	930

Измерение крутящего момента производили на первой, второй и т.д. передачах, а значение крутящего момента сравнивали по показаниям динамометра (табл. 2).

Т а б л и ц а 2

Расчет крутящего момента электродвигателя с МКПП

Номер передачи МКПП	Номер измерения					Среднее значение индикатора	Крутящий момент	Передаточное число
	1	2	3	4	5			
Первая	95	94	95	95	95	95	72,50	3,5
Вторая	62	62	61	61	60	61	46,81	2,26
Третья	39	41	41	41	40	40	30,90	1,45
Четвертая	29	29	29	29	29	29	22,18	1

**4. Расчет основных параметров привода стэнда**

Электродвигатель подключен «звездой». Мощность электродвигателя испытательного стэнда для испытания карданных передач определяется по формуле [36–41]

$$N = \frac{M_{кр} \cdot n}{9550}, \quad (1)$$

где  $n$  – число оборотов, мин<sup>-1</sup>;  $M_{кр}$  – крутящий момент электродвигателя, Н·м.

Вычислим обороты вращения ротора электродвигателя по формуле

$$n = n_0(1 - S), \quad (2)$$

где  $S$  – скольжение электродвигателя, которое может быть в пределах от  $S$  до  $S = (1,2 \div 1,5)S_{ном}$ ;  $n_0$  – частота вращения магнитного потока,

$$n_0 = \frac{60f_1}{p}, \quad (3)$$

где  $f_1$  – частота питающего напряжения, Гц;  $p$  – количество пар полюсов.

Тогда, подставив в выражение (3) формулу (2), получим

$$n = \frac{60f_1}{p} (1,2 \div 1,5)S_{ном}. \quad (4)$$

Определим мощность электродвигателя по формуле

$$P = P_0 + P_m + P_{эм}, \quad (5)$$

где  $P_0$  – потери мощности на перемагничивание, Вт;  $P_M$  – потери мощности в меди обмотки статора, Вт;  $P_{эм}$  – электромагнитная мощность, Вт,

$$P_{эм} = \omega \cdot M_{эм}, \quad (6)$$

где  $M_{эм}$  – электромагнитный момент электродвигателя, Н·м;  $\omega$  – угловая скорость электродвигателя,  $c^{-1}$ ,

$$\omega = \omega_0(1 - S), \quad (7)$$

где  $\omega_0$  – угловая скорость магнитного потока,  $c^{-1}$ ,

$$\omega_0 = \frac{2\pi \cdot f_1}{p}. \quad (8)$$

Электромагнитный момент определяется по формуле

$$M_{эм} = \frac{mU_{\phi}^2 \frac{R'_2}{S}}{\omega_0 \left[ \left( R_1 + \frac{R'_2}{S} \right)^2 + (x_1 + x'_2)^2 \right]}, \quad (9)$$

где  $m$  – количество фаз электродвигателя;  $U_{\phi}$  – фазное напряжение сети, В;  $R_1$ ,  $R'_2$  – первичное и вторичное приведенные активные сопротивления, Ом;  $x_1$ ,  $x'_2$  – индуктивное сопротивление от потоков рассеяния фазы обмотки статора и приведенной фазы ротора, Ом.

Силу тока найдем по формуле

$$I = \frac{U_{\phi}}{\sqrt{\left( R_1 + \frac{R'_2}{S} \right)^2 + (x_1 + x'_2)^2}}. \quad (10)$$

Следовательно, для трехфазной цепи с принятым электродвигателем с тремя полюсами уравнение затраченной мощности испытательного стенда для испытания карданных передач будет иметь вид

$$N_3 = \sqrt{3} \cdot N \cdot \cos\varphi \cdot \eta_{дв}, \quad (11)$$

где  $N$  – мощность двигателя, кВт;  $\cos\varphi$  – коэффициент мощности;  $\eta_{дв}$  – коэффициент полезного действия двигателя.



## 5. Ход и результаты исследования

В качестве привода испытательного стенда для испытаний карданных передач был использован общепромышленный электродвигатель асинхронный А042-6 ГОСТ 186–52. Асинхронные трехфазные общепромышленные электродвигатели применяются во всех отраслях промышленности, в электроприводах различных устройств, механизмов и машин, не требующих регулирования частоты вращения (насосы, вентиляторы, компрессоры и т.п.). В количественном отношении эти электродвигатели составляют около 90 % всего парка машин в народном хозяйстве, а по установленной мощности – около 55 %. Техническая характеристика электродвигателя А042-6 ГОСТ 186–52 приведена в табл. 3 [42].

Таблица 3

Технические характеристики электродвигателя А042-6 ГОСТ 186–52

№ п/п	Параметр	Значение параметра
1	Тип электродвигателя	А042-6 ГОСТ 186–52
2	Напряжение, В	380
3	Сила тока, А	4,3
4	Мощность, кВт	1,7
5	Частота вращения, об/мин	930
6	КПД, %	79,5
7	cosφ	0,75
8	Масса, кг	44,5

Проводились испытания карданных передач на четырех режимах работы при разных значениях крутящего и тормозного моментов с изменением конструктивных параметров карданной передачи в каждом опыте, что позволило наиболее качественно оценить работу карданной передачи.

При постановке эксперимента использовался план факторного эксперимента  $N = 4^{5-2}$ , факторами которого являлись длина карданной передачи ( $L$ , мм), угол излома карданной передачи ( $\gamma$ , град), мощность электродвигателя ( $N$ , Вт), частота вращения двигателя ( $n_i$ , мин<sup>-1</sup>), крутящий момент ( $M$ , Н·м). В качестве параметра оптимизации  $Y$  был выбран коэффициент полезного действия ( $\eta$ ).

Обработку полученных экспериментальных данных производили с помощью программного продукта для ЭВМ EREGRE [43]. Для этого была применена методика статистической обработки результатов ис-

пытаний с использованием правила трех сигм. Правило трех сигм, или эмпирическое правило, утверждает, что для нормального распределения вероятность того, что  $\sigma$  принимает значения, отличающиеся от математического ожидания не более чем на три среднеквадратических отклонения.

В результате проведения эксперимента было получено уравнение линейной математической модели

$$y = 0,6856 - 0,097x_1 + 0,0000x_2 - 0,0006x_3 + 0,0006x_4 + 0,0015x_5. \quad (12)$$

Коэффициент полезного действия карданной передачи определялся по формуле

$$\eta = \frac{N_{\text{п}}}{N_3}, \quad (13)$$

где  $N_{\text{п}}$  – полезная мощность, кВт;  $N_3$  – затраченная мощность, кВт.

Полезная мощность была найдена по формулам через мощность двигателя

$$N_{\text{п}} = \frac{9550N}{n} \cdot \omega, \quad (14)$$

а также через замеры моментов закручивания карданного вала

$$N_{\text{п}} = M \cdot \omega, \quad (15)$$

где  $M$  – момент закручивания карданного вала, Н·м.

В результате был получен график значений КПД, найденных расчетным способом и с помощью замеров (рис. 3).

При всех значениях величин коэффициентов полезного действия, для которых проводилось измерение параметров, была проведена статистическая обработка по оценке средних значений параметров  $m_q(D_j)$  и их среднеквадратических отклонений  $\sigma_q(D_j)$  по формулам

$$m_q(D_j) = \frac{\sum_{i=1}^n q_i(D_j)}{n}, \quad (16)$$

где  $q_i$  – параметр испытанных изделий;  $D_j$  – величины коэффициентов полезного действия, при которой производились замеры параметров, Н·м;  $n$  – количество замеров для которых проводились измерения;

$$\sigma_q^2(D_j) = \frac{\sum_{i=1}^n (q_i(D_j) - m_q(D_j))^2}{n-1}. \quad (17)$$

Далее были вычислены границы нижнего и верхнего доверительных интервалов по формулам

$$q_n(D_j) = m_q(D_j) + 3\sigma_q^2(D_j), \quad (18)$$

$$q_e(D_j) = m_q(D_j) - 3\sigma_q^2(D_j). \quad (19)$$

Формулы (18) и (19) приведены для убывающей и возрастающей зависимостей соответственно.

Результаты статистической обработки результатов испытаний представлены на рис. 4.

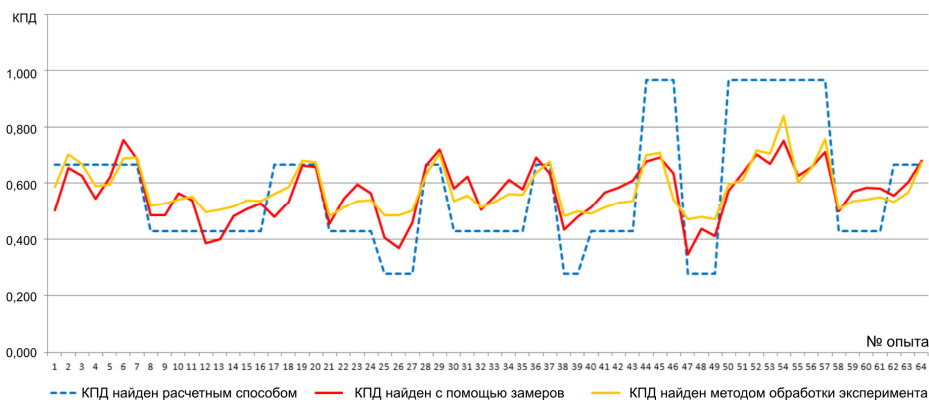


Рис. 3. График значений КПД, найденных расчетным способом и с помощью замеров

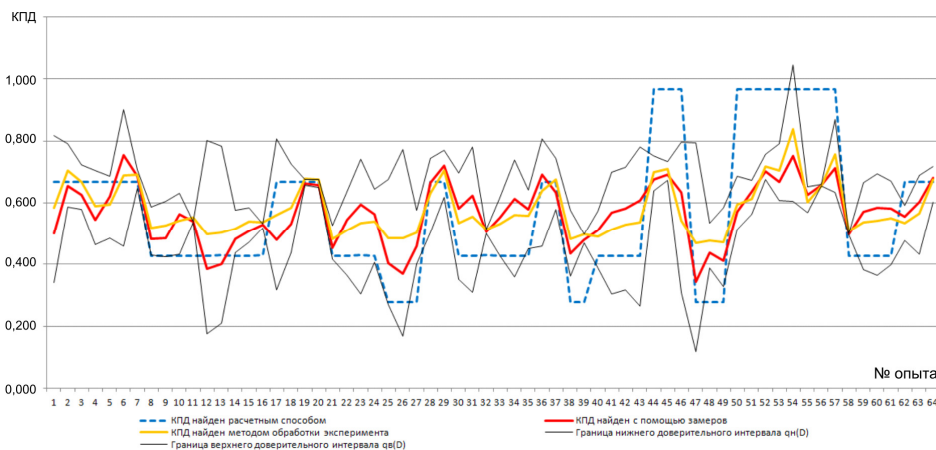


Рис. 4. Результаты статической обработки коэффициентов полезного действия карданной передачи

Полученная модель затраченной мощности электродвигателя испытательного стенда адекватна и достоверна, поскольку подтверждена с помощью полученных результатов экспериментальным путем. При увеличении нагрузки частота вращения ротора уменьшается и увеличивается скольжение  $s$ . За счет увеличения скольжения  $s$  уменьшается сопротивление в цепи и увеличивается ток ротора, а следовательно, и ток статора. Поскольку увеличивается полезная мощность, растет коэффициент полезного действия двигателя, а также коэффициент мощности.

### **Заключение**

Предложена и реализована новая конструкция испытательного стенда для испытания карданных передач на игольчатых подшипниках, основанная на изобретениях, запатентованных авторами [9–18], позволяющая испытывать как карданные передачи различных типов в целом, так и отдельные шарниры в широком диапазоне угловых скоростей, нагрузочных моментов и углов излома карданной передачи. Разработана методика настройки испытательного стенда, и получена модель затраченной мощности электродвигателя испытательного стенда, которая подтверждена с помощью результатов экспериментальных исследований. В результате выполненных расчетов и проведенных исследований средняя погрешность аппроксимации составила 7,69076 %, что говорит о хорошо подобранной модели уравнения. Найдены границы верхнего и нижнего интервалов коэффициента полезного действия. Достоверность и адекватность полученных результатов измерительной системы стенда для испытаний карданных передач подтверждается выполненным расчетом, а выбранные нами факторы оказывают влияние на целевую функцию, за исключением частоты вращения, так как замеры выполнялись на карданной передаче, а выбранные уровни факторов отвечают требованиям плана эксперимента.

### **Список литературы**

1. Меновщиков В.А. Повышение работоспособности игольчатых шарниров карданных передач приводов транспортно-технологических машин: дис. ... д-ра техн. наук: 05.02.02. – Красноярск: Изд-во КрасГАУ, 2006. – 329 с.

2. Меновщиков В.А. Повышение работоспособности игольчатых шарниров карданных передач приводов транспортно-технологических машин: автореф. дис. ... д-ра техн. наук: 05.02.02. – Красноярск, 2006. – 36 с.

3. Стручков А.В. Исследование и совершенствование элементов гидромеханической трансмиссии гусеничного бульдозера: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.02.02. – Красноярск: Изд-во СФУ, 2009. – 22 с.

4. Климов А.А., Стручков В.А. Сравнительный анализ динамических и стендовых характеристик энергетической установки бульдозерного агрегата класса 40 кн // Системы. Методы. Технологии. – 2011. – № 10. – С. 52–55.

5. Климов А.А., Стручков В.А. Результаты экспериментальных исследований динамической нагруженности трансмиссии гусеничного бульдозера при трогании с места // Системы. Методы. Технологии. – 2010. – № 8. – С. 29–33.

6. Климов А.А., Стручков В.А. Экспериментальное исследование демпфирующих свойств трансмиссии трактора класса 40 кн // Системы. Методы. Технологии. – 2011. – № 9. – С. 50–53.

7. Климов А.А., Стручков В.А. Регрессионный анализ вероятностно-статистических закономерностей изменения выходных показателей бульдозерного агрегата // Системы. Методы. Технологии. – 2011. – № 11. – С. 14–18.

8. Кукушкин Е.В., Меновщиков В.А. Основные направления развития, улучшения и совершенствования рабочих характеристик карданных передач на игольчатых подшипниках // Решетневские чтения: материалы XVI Междунар. науч. конф.: в 2 ч. / под общ. ред. Ю.Ю. Логинова; Сиб. гос. аэрокосм. ун-т. – Красноярск, 2012. – С. 254–256.

9. Кукушкин Е.В., Меновщиков В.А., Ереско Т.Т. Анализ современных представлений и подходов при исследовании усталостных разрушений игольчатых подшипников // Решетневские чтения: материалы XVII Междунар. науч. конф.: в 2 ч. / под общ. ред. Ю.Ю. Логинова; Сиб. гос. аэрокосм. ун-т. – Красноярск, 2013. – С. 287–288.

10. Кукушкин Е.В., Меновщиков В.А. Малоцикловая усталость игольчатого подшипника // Актуальные проблемы авиации и космонавтики: материалы IX Всерос. науч.-практ. конф.: в 2 т. / под общ. ред. Ю.Ю. Логинова; Сиб. гос. аэрокосм. ун-т. – Красноярск, 2013. – С. 154–155.

11. Ереско Т.Т., Кукушкин Е.В., Меновщиков В.А. Современное состояние вопроса по исследованию пластического деформирования при статическом контактном нагружении игольчатых подшипников /

Механики XXI века: материалы X Всерос. с междунар. участием науч.-техн. конф. – Братск: Изд-во БрГУ, 2014. – С. 37–40.

12. Кукушкин Е.В., Меновщиков В.А., Ереско Т.Т. Вопросы формирования усталостных трещин в материалах игольчатых подшипников карданных шарниров // Актуальные проблемы авиации и космонавтики: материалы X Всерос. науч.-практ. конф.: в 2 т. / под общ. ред. Ю.Ю. Логинова; Сиб. гос. аэрокосм. ун-т. – Красноярск, 2014. – С. 148–150.

13. Костецкий Б.И. Трение, смазка и износ в машинах. – Киев: Техника, 1970. – 396 с.

14. Костецкий Б.И., Носовский И.Г. Износостойкость и антифрикционность деталей машин. – Киев: Техника, 1965. – 208 с.

15. Литмен У. Распространение контактной усталости от источников поверхностного и подповерхностного происхождения // Теоретические основы инженерных расчетов. – 1966. – № 3. – С. 94.

16. Мартин Э. Определение возможных центров разрушения в условиях контактной усталости при качении // Теоретические основы инженерных расчетов. – 1967. – № 4. – С. 241–253.

17. Трощенко В.Т. Усталость и неупругость металлов. – Киев: Наукова думка, 1971. – 267 с.

18. Johnson K.L. Contact mechanics / Cambridge University Press, 6. – Nachdruck der 1. Auflage, 2001.

19. Popov V.L. Kontaktmechanik und Reibung. Ein Lehr- und Anwendungsbuch von der Nanotribologie bis zur numerischen Simulation. – Springer-Verlag, 2009. – 328 s.

20. Popov V.L. Contact mechanics and friction. Physical principles and applications. – Springer-Verlag, 2010. – 362 p.

21. Hyun S., Robbins M.O. Elastic contact between rough surfaces: effect of roughness at large and small wavelengths // Tribology International. – 2007. – Vol. 40. – P. 1413–1422.

22. Бородий М.В. Анализ экспериментальных данных малоциклового усталости при непропорциональном деформировании // Проблемы прочности. – 2000. – № 1. – С. 13–21.

23. Юй Хай Шень. Малоцикловая усталость материалов при многоосном деформировании: автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Киев: Изд-во Политехн. ин-та. – 17 с.

24. Гусенков А.П., Котов П.И. Малоцикловая усталость при неизотермическом нагружении. – М.: Машиностроение, 1983. – С. 232–238.

25. Махутов Н.А., Гаденин М.М., Гохфельд Д.А. Уравнения состояния при малоцикловом нагружении. – М.: Наука, 1981. – 244 с.

26. Стенд с замкнутым силовым контуром: а.с. 681344 СССР, МКИЗ G 01 M 13/02 / Львовский К.Я., Малаховский В.З., Комаров Н.И., Ивлиев К.К. – № 2476615/27-11; заявл. 14.04.77; опубл. 25.08.79. Бюл. № 31. – 2 с.

27. Стенд для испытаний агрегатов трансмиссии транспортных средств: а.с. 1569642 СССР, МКИЗ G 01 M 13/02 / Смольяков А.И., Савченко М.М., Чернышев А.Г., Грузинов В.Е. – № 4409083/25-11; заявл. 13.04.88; опубл. 07.06.90. Бюл. № 21. – 2 с.

28. Стенд с замкнутым силовым контуром: пат. 681344 СССР, МКИЗ G 01 M 13/02 / Львовский К.Я., Малаховский В.З., Комаров Н.И., Ивлиев К.К. – № 2476615/27-11; заявл. 14.04.77; опубл. 25.08.79. Бюл. № 31. – 2 с.

29. Стенд для испытаний карданных передач: пат. 2129710 Рос. Федерация, МПК7 G01M 13/02 (1995.01) / Сигаев А.М., Зданович Б.С. – № 96103410/28; заявл. 21.02.1996; опубл. 27.04.1999.

30. Стенд для испытаний карданных передач: пат. 149002 Рос. Федерация, МПК7 G01M 13/02 (2006.01) / Кукушкин Е.В., Меновщиков В.А., Ереско С.П., Ереско Т.Т. – № 2014120845; заявл. 22.05.2014; опубл. 20.12.2014. Бюл. № 35. – 1 с.

31. Стенд для испытаний карданных шарниров: пат. 153924 Рос. Федерация, МПК7 G01M 13/02 (2006.01) / Ереско С.П., Ереско Т.Т., Кукушкин Е.В., Меновщиков В.А. – № 2014147821/28; заявл. 26.11.2014; опубл. 10.08.2015. Бюл. № 22. – 2 с.

32. Стенд для испытаний карданных передач: пат. 162876 Рос. Федерация, МПК7 G01M 13/02 (2006.01) / Ереско С.П., Ереско А.С., Ереско Т.Т., Ереско В.С., Кукушкин Е.В., Стручков А.В. Хоменко И.И. – № 2015157365; заявл. 30.12.2015; опубл. 27.06.2016. Бюл. № 18. – 2 с.

33. Кукушкин Е.В., Меновщиков В.А., Ереско Т.Т. Конструкция стенда для проведения испытаний карданных шарниров на игольчатых подшипниках // Решетневские чтения: материалы XIX Междунар. науч. конф.: в 2 ч. / под общ. ред. Ю.Ю. Логинова; Сиб. гос. аэрокосм. ун-т. – Красноярск, 2015. – С. 337–339.

34. Конструкция стенда для проведения испытаний карданных шарниров на игольчатых подшипниках в широком диапазоне размеров с изменением угла излома карданной передачи / Е.В. Кукушкин, С.П. Ереско, Т.Т. Ереско, В.А. Меновщиков, А.А. Орлов // Транспорт. Транспортные сооружения. Экология. – 2016. – № 2. – С. 58–73. DOI: 10.15593/24111678/2016.02.05

35. Расчет гидравлической системы тормозного устройства стенда для испытания трансмиссий транспортно-технологических машин / А.С. Ереско, С.П. Ереско, Т.Т. Ереско, Е.В. Кукушкин, В.А. Меновщиков, А.А. Орлов // Транспорт. Транспортные сооружения. Экология. – 2016. – № 4. – С. 60–79. DOI: 10.15593/24111678/2016.04.06

36. Никитенко Г.В. Электропривод производственных механизмов. – СПб.: Лань, 2013. – 224 с.

37. Касаткин А.С., Немцов М.В. Электротехника. – М.: Академия, 2007. – 544 с.

38. Иванов И.И., Соловьев Г.И. Электротехника. – СПб.: Лань, 2008. – 496 с.

39. Лихачев В.Л. Электротехника: справ. – М.: СОЛОН-Пресс, 2007. – Т. 1. – 560 с.

40. Лихачев В.Л. Электротехника: справ. – М.: СОЛОН-Пресс, 2003. – Т. 2. – 448 с.

41. Федорова А.А. Электрооборудование. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 592 с.

42. Асинхронные двигатели серии 4А: справ. / А.Э. Кравчик, М.М. Шлаф, В.И. Афонин, Е.А. Соболенская. – М.: Энергоиздат, 1982. – 504 с.

43. Регрессионный анализ многофакторных экспериментальных исследований (EREGRE): свид-во об офиц. регистр. программы для ЭВМ № 2004610534 (РФ) / Ереско С.П. – № 2003612713; заявл. 24.12.2003; зарегистр. Роспатент 24.02.2004.

### References

1. Menovshchikov V.A. Povyshenie rabotosposobnosti igol'chatykh sharnirov kardannykh peredach privodov transportno-tekhnologicheskikh mashin [Increase of efficiency of needle hinges of universal joint gears of drives of transport-technological machines]. Doctor's degree dissertation. Krasnoyarsk, KrasGAU Publ., 2006, 329 p.

2. Menovshchikov V.A. Povyshenie rabotosposobnosti igol'chatykh sharnirov kardannykh peredach privodov transportno-tekhnologicheskikh mashin. [Increase of efficiency of needle hinges of universal joint gears of drives of transport-technological machines]. Abstract of Doctor's degree dissertation. Krasnoyarsk, KrasGAU Publ., 2006, 329 p.

3. Struchkov A.V. Issledovanie i sovershenstvovanie elementov gidromekhanicheskoy transmissii gusenichnogo bul'dozera. [Research and improvement of elements of hydromechanical transmission of a crawler bulldozer]. Abstract of Ph. D. thesis. Krasnoyarsk, SFU Publ., 2009, 22 p.



4. Klimov A.A., Struchkov V.A. Sravnitel'nyi analiz dinamicheskikh i stendovykh kharakteristik energeticheskoi ustanovki bul'dozernogo agregata klassa 40 kn [The comparative analysis of dynamic and test-bench performance of class 40 kn bulldozer power generating system]. *Sistemy. Metody. Tekhnologii*, 2011, no. 10, pp. 52-55.

5. Klimov A.A., Struchkov V.A. Rezul'taty eksperimental'nykh issledovaniy dinamicheskoi nagruzhennosti transmissii gusenichnogo bul'dozera pri troganii s mesta [Results of experimental researches of dynamic transmission load of the caterpillar bulldozer at starting from the place]. *Sistemy. Metody. Tekhnologii*, 2010, no. 8, pp. 29-33.

6. Klimov A.A., Struchkov V.A. Eksperimental'noe issledovanie dempfirovaniya svoystv transmissii traktora klassa 40 kn [Experimental research of damping properties of 40 kn class tractor transmission]. *Sistemy. Metody. Tekhnologii*, 2011, no. 9, pp. 50-53.

7. Klimov A.A., Struchkov V.A. Regressionnyi analiz veroiatnostno-statisticheskikh zakonornostei izmeneniia vykhodnykh pokazatelei bul'dozernogo agregata [Probability-statistic regularity regression analysis of bulldozer output characteristics]. *Sistemy. Metody. Tekhnologii*, 2011, no. 11, pp. 14-18.

8. Kukushkin E.V., Menovshchikov V.A. Osnovnye napravleniia razvitiia, uluchsheniia i sovershenstvovaniia rabochikh kharakteristik kardannykh peredach na igol'chatykh podshipnikakh [Main directions of development, improve and perfect the performance driveline on needle bearings]. *Materials XVI Intern. Scientific. Conf "Reshetnev reading". Krasnoyarsk*, 2012, pp. 254-256.

9. Kukushkin E.V., Menovshchikov V.A., Eresko T.T. Analiz sovremennykh predstavlenii i podkhodov pri issledovanii ustalostnykh razrushenii igol'chatykh podshipnikov [The analysis of modern concepts and approaches in the study of fatigue failures of needle bearings]. *Materials XVII Intern. Scientific. Conf "Reshetnev reading". Krasnoyarsk*, 2013, pp. 287-288.

10. Kukushkin E.V., Menovshchikov V.A. Malotsiklovaia ustalost' igol'chatogo podshipnika [Low Cycle Fatigue needle bearing]. *Materials IX Intern. Scientific. Conf "Current issues of aviation and cosmonautics". Krasnoyarsk*, 2013, pp. 154-155.

11. Eresko T.T., Kukushkin E.V., Menovshchikov V.A. Sovremennoe sostoianie voprosa po issledovaniiu plasticheskogo deformirovaniia pri staticheskom kontaktnom nagruzhении igol'chatykh podshipnikov [Current status of the issue on the study of plastic deformation under static loading, the contact needle roller bearings]. *Materials X Russian international participation scientific conference "Mechanics of XXI century". Bratsk, Bratsk State University*, 2014, pp. 37-40.

12. Kukushkin E.V., Menovshchikov V.A., Eresko T.T. Voprosy formirovaniia ustalostnykh treshchin v materialakh igol'chatykh podshipnikov kardannykh sharnirov [Questions of formation of fatigue cracks in materials needle bearing universal joints]. *Materials X Intern. Scientific. Conf "Current issues of aviation and cosmonautics"*. Krasnoyarsk, 2014, pp. 148-150.

13. Kostecki B.I. Trenie, smazka i iznos v mashinakh. [Friction, lubrication and wear in machines]. Kiev, Engineering Publ., 1970, 396 p.

14. Kostecki B.I., Nosovskii I.G. Iznosostoikost i antifrikcionnost detaley mashin [Wear resistance and anti-friction machine parts]. Kiev, Engineering Publ., 1965, 208 p.

15. Litma, Uidner. Rasprostranenie kontaktnoi ustalosti ot istochnikov poverkhostnogo proiskhojdenia [Dissemination of contact fatigue from sources of surface and subsurface origin]. *Theoretical basis of engineering calculations Publ.*, 1966, no. 3, p. 94

16. Eberhardt M. Opreделение vozmojnykh centrov razrusheniya v usloviakh kontaktnoi ustalosti pri kachenii. [Determination of the possible destruction of the centers of the contact fatigue conditions rolling]. *Theoretical basis of engineering calculations Publ.*, 1967, no. 4, pp. 241-253

17. Troshchenko V.T. Ustalost i neuprugost metallov [Fatigue and inelasticity metals]. Naukova Dumka Publ., 1971, 267 p.

18. Johnson K.L. Contact mechanics. Cambridge University Press, 6. Nachdruck der 1. Auflage, 2001.

19. Popov, Valentin L. Kontaktmechanik und Reibung. Ein Lehr- und Anwendungsbuch von der Nanotribologie bis zur numerischen Simulation, Springer-Verlag, 2009, 328 p.

20. Popov V.L. Contact mechanics and friction. Physical principles and applications. Springer-Verlag, 2010, 362 p.

21. Hyun S., Robbins M.O. Elastic contact between rough surfaces: Effect of roughness at large and small wavelengths. *Tribology International*, 2007, vol. 40, pp. 1413-1422.

22. Borodii M.B. Analiz eksperimental'nykh dannykh malotsiklovoi ustalosti pri neproportsional'nom deformirovanii [Analysis of experimental data at low-cycle fatigue deformation]. *Problems disproportionate strength Publ.*, 2000, no. 1, pp. 13-21.

23. Yu Hai Shen. Malociklovay ustalost materialov pri mnogoosnom deformirovanii [Low-cycle fatigue of materials under multiaxial deformation]. Ph. D. thesis. Kiev. Polytechnic. Inst Publ., 17 p.

24. Gusenkov A.P., Kotov P.I. Malociklovay ustalost pri neizometricheskom nagrujenii [Under non-isothermal low cycle fatigue loading]. Mechanical Engineering Publ., 1983, pp. 232-238.

25. Makhutov N.A., Gadenin M.M., Gokhfel'd D.A. Uravnenia sostoaniy pri malociklovom nagrujenii [Equations of state under low-cycle loading]. Nauka Publ., 1981. 244 p.

26. Lvovskii K.Y., Malahovskiy V.Z., Komarov N.I., Ivliev K.K. Stend s zamknutim silovim konturom [Stand with closed loop power]. Patent USSR, no. 681344, 1977.

27. Smolakov A.I., Savchenko M.M., Chernishev A.G., Gruzinov V.E. Stend dla ispitaniy agregatov transmissii transportnykh sredstv [Stand for the tests of aggregates of transmission of transport vehicles]. Patent USSR, no. 1569642, 1990.

28. L'vovskii K.Ia., Malakhovskii V.Z., Komarov H.I., Ivliev K.K. Stend s zamknutym silovym konturom [Stand with closed loop power]. Patent USSR no. 681344.

29. Sigaev A.M., Zdanowicz B.S. Stend dla ispitaniy kardanikh peredach [The test stand driveline]. Patent RF, no. 2129710, 1999

30. Kukushkin E.V., Menovshchikov V.A., Eresko S.P., Eresko T.T. Stend dlya ispytaniya kardannykh peredach [The test stand driveline]. Patent RF, no. 149002, 2014.

31. Eresko S.P., Eresko T.T., Kukushkin E.V., Menovshchikov V.A. Stend dlya ispytaniya kardannykh sharnirov [The test stand driveline]. Patent RF, no. 153924, 2015.

32. Eresko S.P., Eresko A.S., Eresko T.T., Eresko V.S., Kukushkin E.V., Menovshchikov V.A., Struchkov A.V., Khomenko I.I. Stend dlya ispytaniya kardannykh peredach [The test stand driveline]. Patent RF, no. 162876, 2016.

33. Kukushkin E.V., Menovshchikov V.A., Eresko T.T. [Booth design for testing universal joints with needle bearings]. *Materials XV Intern. Scientific. Conf "Reshetnev reading"*. Krasnoyarsk, 2015, pp. 337-339.

34. Kukushkin E.V., Eresko S.P., Eresko T.T., Menovshchikov V.A., Orlov A.A. Konstruktsiia stenda dla provedeniia ispytaniy kardannykh sharnirov na igol'chatykh podshipnikakh v shirokom diapazone razmerov s izmeneniem ugla izloma kardannoi peredachi [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, pp. 58-73. DOI: 10.15593/24111678/2016.02.05

35. Eresko A.S., Eresko S.P., Eresko T.T., Kukushkin E.V., Menovshchikov V.A., Orlov A.A. Raschet gidravlicheskoj sistemy tormoznogo ustroystva stenda dla ispytaniya transmissii transportno-tehnologicheskikh mashin [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, pp. 60-79. DOI: 10.15593/24111678/2016.04.06

36. Nikitenko G.V. Electromechanic of productive mechanisms. Saint Petersburg, Lan Publ, 2013, 224 p.
37. Kasatkin A.S., Nemcov M.V. Electrical engineering. Moscow, Akademia Publ., 2007, 544 p.
38. Ivanov I.I., Solovev G.I. Electrical engineering. Saint Petersburg, Lan Publ., 2008, 496 p.
39. Likhachev V.L. Electrical engineering. Directory. Vol. 1. Moscow, SOLON-Press Publ., 2007, 560 p.
40. Likhachev V.L. Electrical engineering. Directory. Vol. 2. Moscow, SOLON-Press Publ., 2003, 448 p.
41. Fedorova A.A. Electrical equipment. Moscow, Energoatomizdat Publ., 1987, 592 p.
42. Kravchik A.E., D'laf M.M., Afonin V.I., Sobolenskaya E.A. Asynchronous motors of a series 4A. Directory. Moscow, Energoizdat Publ., 1982, 504 p.
43. Eresko S.P. Regressivnii analiz mnogoaktornikh eksperimental'nykh issledovaniy (EREGRE) [Multivariate regression analysis of experimental studies (EREGRE)]. Patent RF, no. 2004610534, 2004.

Получено 31.08.2017

### Об авторах

**Ереско Александр Сергеевич** (Красноярск, Россия) – кандидат технических наук, доцент кафедры «Инженерные системы зданий и сооружений», Инженерно-строительный институт Сибирского федерального университета (660041, г. Красноярск, пр. Свободный, 82, корп. № 23 (К), корп. № 24 (А), e-mail: egal@mail.ru).

**Ереско Сергей Павлович** (Красноярск, Россия) – доктор технических наук, профессор, заслуженный изобретатель Российской Федерации, член-корреспондент Академии наук Высшей школы Российской Федерации; профессор кафедры «Основы конструирования машин», Сибирский государственный университет науки и технологий имени академика М.Ф. Решетнева (660014, г. Красноярск, пр. имени газеты «Красноярский рабочий», 31, e-mail: eresko07@mail.ru).

**Ереско Татьяна Трофимовна** (Красноярск, Россия) – доктор технических наук, доцент, заведующая кафедрой «Основы конструирования машин», Сибирский государственный университет науки и технологий имени академика М.Ф. Решетнева (660014, г. Красноярск, пр. имени газеты «Красноярский рабочий», 31, e-mail: ereskottt@mail.ru).

**Иваненко Евгений Владимирович** (Красноярск, Россия) – аспирант кафедры «Основы конструирования машин», Сибирский государственный университет науки и технологий имени академика М.Ф. Решетнева (660014, г. Красноярск, пр. имени газеты «Красноярский рабочий», 31, e-mail: sanneks1985@gmail.com).

**Кукушкин Евгений Владимирович** (Красноярск, Россия) – аспирант кафедры «Основы конструирования машин», Сибирский государственный университет науки и технологий имени академика М.Ф. Решетнева (660014, г. Красноярск, пр. имени газеты «Красноярский рабочий», 31, e-mail: ironjeck@mail.ru).

### **About the authors**

**Aleksandr S. Eresko** (Krasnoyarsk, Russian Federation) – Ph.D. in Technical Sciences, Associate Professor, Civil Engineering Institute of Siberian Federal University, Department of Engineering Systems of Buildings and Constructions (building No. 23, building No. 24 (A), 82, Svobodny av., Krasnoyarsk, 660041, e-mail: eral@mail.ru).

**Sergei P. Eresko** (Krasnoyarsk, Russian Federation) – Doctor of Technical Sciences, Professor, Department of Machine Design Basics, Siberian State University of Science and Technology named after Academician M.F. Reshetnev, Honored Inventor of the Russian Federation, Corresponding Member of the Academy of Sciences of the Russian Federation Higher School (31, Krasnoyarsky Rabochy av., Krasnoyarsk, 660037, Russian Federation, e-mail: eresko07@mail.ru).

**Tat'iana T. Eresko** (Krasnoyarsk, Russian Federation) – Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Head of Department of Machine Design Basics, Siberian State University of Science and Technology named after Academician M.F. Reshetnev (31, Krasnoyarsky Rabochy av., Krasnoyarsk, 660037, Russian Federation, e-mail: ereskott@mail.ru).

**Evgenii V. Ivanenko** (Krasnoyarsk, Russian Federation) – Postgraduate Student, Department of Machine Design Basics, Siberian State University of Science and Technology named after Academician M.F. Reshetnev (31, Krasnoyarsky Rabochy av., Krasnoyarsk, 660037, Russian Federation, e-mail: sanneks1985@gmail.com).

**Evgenii V. Kukushkin** (Krasnoyarsk, Russian Federation) – Postgraduate Student, Department of Machine Design Basics, Siberian State University of Science and Technology named after Academician M.F. Reshetnev (31, Krasnoyarsky Rabochy av., Krasnoyarsk, 660037, Russian Federation, e-mail: ironjeck@mail.ru).