

Машиностроение и машиноведение

УДК 621.833.1:620.178.16

doi: 10.18698/0536-1044-2019-5-3-9

Модель отказов цилиндрических зубчатых передач по критерию износостойкости рабочих поверхностей

А.В. Анцупов¹, А.В. Анцупов², В.П. Анцупов², М.Г. Слободянский²¹ ФГАОУ ВО «УрФУ имени первого Президента России Б.Н. Ельцина»² ФГБОУ ВО «МГТУ им. Г.И. Носова»

A Model of Cylindrical Gear Failures Using the Criterion of the Working Surface Wear Resistance

A.V. Antsupov¹, A.V. Antsupov², V.P. Antsupov², M.G. Slobodianskii²¹ Federal State Autonomous Educational Institution of Higher Education — Ural Federal University named after the first President of Russia B.N. Yeltsin² Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education — Nosov Magnitogorsk State Technical University

Отказ цилиндрических зубчатых передач по критерию износостойкости зубьев — одна из самых распространенных причин снижения технико-экономических показателей различных агрегатов из-за вынужденных простоев при их замене и ремонте. В настоящее время ресурс зубчатых передач определяют на основе статистической линейной зависимости износа от работы сил трения с помощью экспериментально полученного показателя — линейной интенсивности изнашивания. Определение этого показателя требует большого объема данных об износе натуральных передач или соответствующих лабораторных образцов, что увеличивает временные и финансовые затраты. Поэтому для проектной оценки ресурса зубчатых передач и поиска наиболее эффективных долговечных конструктивных решений разработана аналитическая модель их износных отказов. Модель представляет собой систему уравнений, включающую в себя энергетическую зависимость, описывающую изменение текущего состояния пары изнашиваемых зубчатых колес и условия перехода их в предельное состояние, базовую кинетическую зависимость энергомеханической теории изнашивания стационарных трибосопряжений и выражение для определения ожидаемого ресурса передачи. На базе указанной системы уравнений с учетом зависимостей, описывающих начальные и граничные условия взаимодействия элементов зубчатой передачи, сформулирован алгоритм расчета их среднего ожидаемого ресурса. Он позволяет выполнять сравнительный анализ эффективности различных конструктивных вариантов повышения долговечности зубчатых передач и выбирать из них наиболее целесообразные. Отличительной особенностью предложенного расчетного алгоритма является то, что он не требует поиска экспериментальных параметров, подобных линейной интенсивности изнашивания.

Ключевые слова: зубчатая передача, критерий износостойкости зубьев, модель износных отказов, прогнозирование долговечности передач, ресурс элементов передачи, надежность трибосопряжений

Cylindrical gear failure due to tooth wear is one of the most common reasons for the decreased technical and economic indicators of various units resulting from the forced downtime for gear replacement or repair. Nowadays, the linear wear rate, an indicator that is found experimentally, is used to determine gear service life based on the statistical linear dependence of the wear on the friction forces. The determination of this indicator requires a large amount of data on the wear obtained with real transmissions or relevant laboratory samples that increases time and financial costs. Therefore, an analytical model of wear failures has been developed for project estimation of gear service life and the search for effective and lasting design solutions. The model represents a system of constitutive equations, which includes an energy equation describing the change in the current state of a pair of wear gear wheels and the conditions for their transition to the limiting state, a basic kinetic dependence of the energy-mechanical theory of stationary tribocoupling wear, and an equation for determining the transmission's expected service life. The simultaneous solution of this system of equations taking into account the dependencies that describe the initial and boundary conditions of the gear element interaction resulted in the formulation of the algorithm for calculating their average expected service life. This allowed the authors to perform a comparative analysis of the effectiveness of various design options for improving gear durability and select the most appropriate ones. A distinctive feature of the proposed calculation algorithm is that it does not involve searching for experimental parameters similar to the linear wear rate.

Keywords: gear, gear wear-out criterion, wear-out failure model, transmission lifetime prediction, service life of transmission elements, tribocoupling reliability

Одной из самых распространенных причин простоя металлургических агрегатов является отказ цилиндрических зубчатых передач (ЦЗП). В ряде случаев отказ бывает обусловлен не выкрашиванием или поломкой зубьев, а предельным износом. Если методики проектной оценки работоспособности ЦЗП по критерию контактной и изгибной прочности широко известны [1–5], то прогнозирование их долговечности по критерию износостойкости затруднено.

Известны экспериментально-аналитические подходы к прогнозированию долговечности зубчатых передач по критерию износостойкости [6–8], в основу которых положена базовая зависимость

$$t_{1,2} = \frac{[\delta]}{2,25 I_{h1,2} \sqrt{q_n \frac{\rho_{пр}}{E_{пр}} \left(1 - \frac{1}{u_{12}} \frac{\rho_2}{\rho_1}\right) n_{1,2} n_3}}. \quad (1)$$

Здесь и далее индекс «1» помечает параметры шестерни, индекс «2» — колеса; $[\delta]$ — допустимое значение износа шестерни или колеса, $[\delta] = 0,3m$ (m — модуль зубчатого зацепления); $I_{h1,2}$ — коэффициенты износа зубчатых колес (ЗК); q_n — нагрузка на единицу длины линии контакта; $\rho_{пр}$ — приведенный радиус кривизны; $E_{пр}$ — приведенный модуль упругости; u_{12} — передаточное отношение от шестерни к колесу; ρ_2, ρ_1 — радиусы кривизны ЗК; $n_{1,2}$ — частота вращения ЗК; n_3 — число пар зацепления.

Коэффициенты износа в выражении (1) определяют как интенсивность изнашивания зубьев шестерни и колеса по зависимости Ю.Н. Дроздова [7, 8], включающей в себя целый ряд эмпирических коэффициентов. Однако нахождение этих коэффициентов требует проведения дополнительных экспериментальных исследований, что приводит к существенному увеличению временных и финансовых затрат на проектную разработку ЦЗП.

Цель работы — разработка модели износных отказов ЦЗП без проведения дополнительных экспериментальных исследований.

При построении математической модели будем использовать:

- математические зависимости, формализующие базовые положения параметрической теории надежности технических объектов [9–11];
- синтезированную зависимость энергомеханической концепции изнашивания трибосопряжений [12–15], выведенную на основе совместного решения базовых уравнений трибоэргодинамики [16–18] и деформационно-адгезионной теории трения [19].

Модель процесса формирования износных отказов ЦЗП. В соответствии с основными положениями теории проектной оценки показателей надежности трибосопряжений [10, 14, 17, 18] за контролируемый параметр состояния ЦЗП принимаем линейный износ зубьев

шестерни x_{t1} и колеса x_{t2} в точках с максимальным относительным проскальзыванием. Согласно сведениям, приведенным в трудах [19, 20], они расположены на ножках зубьев. Условия работы исследуемой передачи считаем стационарными.

Условия перехода шестерни или колеса в предельное состояние по критерию износостойкости зубьев можно записать в виде достижения текущего износа в точках ножек зубьев [13–16]:

$$x_{t1,2} = I_{h1,2}L_{1,2} = I_{h1,2}v_{ck1,2}t = x_{t1,2}^{np}, \quad (2)$$

где $I_{h1,2}$ — линейная интенсивность изнашивания зубьев ЗК в самых нагруженных зонах (ножках зубьев [19]); $L_{1,2}$ — путь трения, пройденный наиболее нагруженной точкой ЗК за время t непрерывного изнашивания; $v_{ck1,2}$ — скорость относительного скольжения точек рабочих поверхностей в самых нагруженных зонах зубьев ЗК [7, 8]; $x_{t1,2}^{np}$ — предельное значение линейного износа зубьев.

Решая равенство (2) относительно $t = t_{пр}$ ($t_{пр}$ — предельное время работы зубчатой передачи) и учитывая отношение времени чистого изнашивания ко времени работы передачи, получим зависимость для расчета ожидаемого среднего ресурса ЗК по критерию износостойкости их зубьев

$$t_{1,2} = \frac{k_{t1,2}x_{t1,2}^{np}}{I_{h1,2}v_{ck1,2}}. \quad (3)$$

где $k_{t1,2}$ — коэффициент перехода от истинного времени трения (изнашивания) к техническому ресурсу передачи, $k_{t1,2} = z t_{об1,2} / t_{ц1,2}$ (z — число пар зацепления; $t_{об1,2}$ — время одного оборота ЗК; $t_{ц1,2}$ — время трения (изнашивания) точек за один цикл зацепления) [20].

Минимальное из полученных значений будет определять ресурс ЦЗП.

Для расчета интенсивности изнашивания воспользуемся базовой зависимостью энергомеханической теории повреждаемости стационарных трибосопряжений [14–18]

$$I_{h1,2} = \frac{\alpha_{1,2}^* v_{1,2} p_{cp1,2} f_{mex1,2}}{\Delta u_{e1,2}^*}, \quad (4)$$

где $\alpha_{1,2}^*$ — коэффициенты перекрытия, определяемые отношением площади контакта зубьев к

площади их трения [14, 17]; $v_{1,2}$ — коэффициенты погашения внешней энергии (работы сил трения) поверхностным слоем ЗК [21]; $p_{cp1,2}$ — максимальное давление, усредненное по ширине наиболее нагруженной площадки контакта, возникающее в ножках зуба ЗК; $f_{mex1,2}$ — механическая составляющая коэффициента трения, определяемая по методике, приведенной в работах [14, 17–19]; $\Delta u_{e1,2}^*$ — критическая энергоемкость материалов поверхностного слоя в ножке ЗК.

Коэффициенты погашения внешней энергии поверхностным слоем шестерни и колеса имеют вид

$$v_1 = \frac{\varepsilon}{\varepsilon + 1}; \quad v_2 = 1 - v_1. \quad (5)$$

Здесь ε — коэффициент преобразования внешней энергии во внутреннюю энергию поверхностного слоя зубьев шестерни и колеса,

$$\varepsilon = \frac{\theta_1^{2/3} Ra_2^{1/3}}{\theta_2^{2/3} Ra_1^{1/3}},$$

где $\theta_1 = 1 - \mu_1^2 / E_1$ и $\theta_2 = 1 - \mu_2^2 / E_2$ — комплексные параметры упругости материалов шестерни и колеса (μ_1 , μ_2 и E_1 , E_2 — модули упругости и коэффициенты Пуассона материалов ЗК); Ra_1 и Ra_2 — среднеарифметическое отклонение профиля поверхности зубьев шестерни и колеса соответственно.

Максимальное давление, усредненное по ширине наиболее нагруженной площадки контакта, возникающее в ножках зуба ЗК имеет вид [22]

$$p_{cp1,2} = \frac{\pi}{4} \sqrt{\frac{F_n E_{пр}}{2\pi(1 - \mu_{1,2}^2) l_p \rho_{пр1,2}}}, \quad (6)$$

где F_n — нормальная сила в зацеплении, определяемая по стандартной методике [22], $F_n = F_t / (\cos \alpha \cos \beta)$ (F_t — окружная сила в зацеплении; α — угол зацепления; β — угол наклона зубьев); $E_{пр}$ — приведенный модуль упругости, $E_{пр} = 2E_1 E_2 / (E_1 + E_2)$; l_p — ширина зубчатого венца шестерни и колеса; $\rho_{пр1,2}$ — приведенные радиусы кривизны рассматриваемых контактов, вычисляемые по стандартной методике [22].

Критическая энергоемкость материалов поверхностного слоя в ножке ЗК определяется по методике, указанной в работе [13]:

$$\Delta u_{e1,2}^* = \Delta H_{S1,2} - (u_{T1,2} - u_{e0,1,2}), \quad (7)$$

где $\Delta H_{S1,2}$ — энтальпия плавления материалов ЗК; $u_{T1,2}$ — энтальпия материала элементов ЦЗП при температуре установившегося режима трения, $u_{T1,2} = \rho_{1,2} c_{1,2} T_0$ ($\rho_{1,2}$ — плотность материала зубьев ЗК; $c_{1,2}$ — удельная теплоемкость материала ЗК; T_0 — температура ЦЗП); $u_{e0,1,2}$ — плотность энергии дефектов структуры материала поверхностного слоя ЗК в исходном состоянии, $u_{e0,1,2} = (0,071 \text{HV}_{1,2})^{2,4} / 6G_{1,2} (6,47 \cdot 10^{-6} \text{HV}_{1,2} + 0,12 \cdot 10^{-2})^2$ ($\text{HV}_{1,2}$ — твердость материала ЗК по Виккерсу).

Скорости относительного скольжения поверхностей зубьев в контактах ножек шестерни и колеса, входящие в состав выражения (4), определяются по формулам [22]

$$v_{ck1} = \vartheta_{Fn1,2} - \vartheta_{Fa2,1}; \quad v_{ck2} = -(\vartheta_{Fn1,2} - \vartheta_{Fa2,1}), \quad (8)$$

где $\vartheta_{Fn1,2}$ и $\vartheta_{Fa2,1}$ — скорости общей точки контакта по профилям зубьев ЗК на радиусе кривизны активного профиля зуба в нижней и верхней граничных точках однопарного зацепления шестерни и колеса [22], $\vartheta_{Fn1,2} = \omega_{1,2} \rho_{n1,2}$ и $\vartheta_{Fa2,1} = \omega_{1,2} \rho_{a1,2}$ ($\omega_{1,2}$ — угловая скорость вращения ЗК; $\rho_{n1,2}$ и $\rho_{a1,2}$ — радиусы кривизны профиля зуба в нижней и верхней граничных точках однопарного зацепления [22]).

Совокупность уравнений (2)–(8) представляет собой модель проектных отказов ЦЗП по критерию износостойкости зубьев шестерни и колеса. На основе модели разработаны алгоритм и

программа «Долговечность зубчатых цилиндрических передач», позволяющие оценивать ожидаемый ресурс элементов $t_{1,2}$ передачи на стадии проектно-конструкторской разработки.

Выводы

1. Разработана аналитическая модель для прогнозирования долговечности ЦЗП по критерию износостойкости рабочих поверхностей. В ее основу положены математические зависимости, формализующие процесс изменения энергетического состояния рабочих поверхностей зубьев передачи, уравнения ее перехода в предельное состояние и кинетическое уравнение для оценки скорости повреждаемости и разрушения структуры материала поверхностных слоев.

2. На ее основе построен алгоритм и создана компьютерная программа для проектной оценки долговечности ЦЗП, которые могут быть использованы для решения следующих задач:

- расчета ожидаемого ресурса элементов передачи на стадии проектирования или реконструкции;
- выполнения теоретического анализа для оценки эффективности различных способов повышения износостойкости и долговечности передач и выбора наиболее целесообразных вариантов.

Литература

- [1] ГОСТ 21354–87. *Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность*. Москва, Стандартинформ, 1989.
- [2] ISO 6336—2:2006. *Calculation of load capacity of spur and helical gears. Part 2: Calculation of surface durability (pitting)*. International standard, 2006. 33 p.
- [3] ISO 6336—3:2006. *Calculation of load capacity of spur and helical gears. Part 3: Calculation of tooth bending strength*. International standard, 2006. 5 p.
- [4] Klebanov B.M., Barlam D.M., Nystrom F.E. *Machine elements: life and design*. New York, CRC Press, 2008. 454 p.
- [5] Budynas R., Nisbett K. *Shigley's Mechanical Engineering Design*. McGraw-Hill Education, 2015. XXII, 1082 p.
- [6] Тимофеев Г.А., Красавин С.И., Сильченко П.Н., Новиков Е.С. Расчет долговечности зубчатых механизмов электромеханических приводов. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2017, № 9, с. 12–21, doi: 10.18698/0536-1044-2017-9-12-21
- [7] Дроздов Ю.Н., Фролов К.В. Теоретико-инвариантный метод расчета интенсивности поверхностного разрушения твердых тел при трении. *Поверхность, физика, химия, механика*, 1982, № 5, с. 138–146.
- [8] Дроздов Ю.Н., Югин Е.Г., Белов А.И. *Прикладная трибология (трение, износ, смазка)*. Москва, Эко-Пресс, 2010. 604 с.

- [9] Проников А.С. *Параметрическая надежность машин*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. 560 с.
- [10] Анцупов А.В.(мл.), Анцупов А.В., Анцупов В.П. Аналитический метод проектной оценки ресурса элементов металлургических машин. *Известия вузов. Черная металлургия*, 2017, т. 60, № 1, с. 30–35, doi: 10.17073/0368-0797-2017-1-30-35
- [11] Antsupov A.V., Antsupov V.P. Estimation and assurance of machine component design lifetime. *Procedia Engineering*, 2016, vol. 150, pp. 726–733, doi:10.1016/j.proeng.2016.07.094
- [12] Fleischer G., Gröger H. *Methode zur Bestimmung des Verschleißes auf der Grundlage der Energiehypothese*. Bericht im Rahmen der wiss. — technischen Zusammenarbeit auf dem Gebiet Reibung, Schmierung und Verschleiß zwischen dem IMASCH, Moskau und den Forschungsinstitutionen der DDR, TH Magdeburg, 1972, pp. 285–296.
- [13] Федоров В.В. *Основы эргодинамики и синергетики деформируемых тел. Ч. III. Основы эргодинамики деформируемых тел*. Калининград, Изд-во КГТУ, 2014. 222 с.
- [14] Анцупов А.В., Слободянский М.Г., Анцупов В.П., Анцупов А.В. *Оценка ресурса деталей и узлов металлургических машин на стадии их проектирования и эксплуатации*. Магнитогорск, Изд-во МГТУ им. Г.И. Носова, 2018. 211 с.
- [15] Анцупов А.В., Чукин М.В., Анцупов А.В.(мл.), Анцупов В.П. Научные и методологические основы прогнозирования надежности трибосопряжений на стадии их проектирования. *Вестник Магнитогорского государственного технического университета им. Г.И. Носова*, 2011, № 4, с. 60–65.
- [16] Федоров С.В. *Основы трибозергодинамики и физико-химические предпосылки теории совместимости*. Калининград, КГТУ, 2003. 409 с.
- [17] Анцупов А.В.(мл.), Анцупов А.В., Анцупов В.П., Слободянский М.Г., Русанов В.А. Энерго-механическая концепция прогнозирования ресурса узлов трения по критерию износостойкости элементов. *Трение и износ*, 2016, т. 37, № 5, с. 510–516.
- [18] Анцупов А.В., Анцупов А.В., Слободянский М.Г., Губин А.С., Русанов В.А., Чекалин И.Ю., Анцупов В.П. Прогнозирование надежности трибосопряжений на основе термодинамического анализа процесса трения. *Вестник Магнитогорского государственного технического университета им. Г.И. Носова*, 2010, № 3, с. 54–60.
- [19] Крагельский И.В., Добычин М.Н., Комбалов В.С. *Основы расчетов на трение и износ*. Москва, Машиностроение, 1977. 526 с.
- [20] Хебда М., Чичинадзе А.В. *Справочник по триботехнике. Смазочные материалы, техника смазки, опоры скольжения и качения. Т. 2*. Москва, Машиностроение, 1990. 416 с.
- [21] Протасов Б.В. *Энергетические соотношения в трибосопряжении и прогнозирование его долговечности*. Саратов, Саратовский университет, 1979. 152 с.
- [22] ГОСТ 16532–70. *Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет геометрии*. Москва, Стандартинформ, 1972.

References

- [1] *State Standard 21354–87. Cylindrical involvent gears of external engagement. Strength calculation*. Moscow, Standartinform publ., 1989.
- [2] *ISO 6336–2:2006. Calculation of load capacity of spur and helical gears. Part 2: Calculation of surface durability (pitting)*. International standard, 2006. 33 p.
- [3] *ISO 6336–3:2006. Calculation of load capacity of spur and helical gears. Part 3: Calculation of tooth bending strength*. International standard, 2006. 5 p.
- [4] Klebanov V.M., Barlam D.M., Nystrom F.E. *Machine elements: life and design*. New York, CRC Press, 2008. 454 p.
- [5] Budynas R., Nisbett K. *Shigley's Mechanical Engineering Design*. McGraw-Hill Education, 2015. XXII, 1082 p.
- [6] Timofeyev G.A., Krasavin S.I., Sil'chenko P.N., Novikov E.S. Durability Calculation for Gear Mechanisms in Electromechanical Actuators. *Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building*, 2017, no. 9, pp. 12–21 (in Russ.), doi: 10.18698/0536-1044-2017-9-12-21

- [7] Drozdov Yu.N., Frolov K.V. Theoretical-invariant method for calculating the intensity of surface destruction of solids under friction. *Poverkhnost', fizika, khimiya, mekhanika*, 1982, no. 5, pp. 138–146 (in Russ.).
- [8] Drozdov Yu.N., Yugin E.G., Belov A.I. *Prikladnaya tribologiya (treniye, iznos, smazka)* [Applied tribology (friction, wear, lubrication)]. Moscow, Eko-Press publ., 2010. 604 p.
- [9] Pronikov A.S. *Parametricheskaya nadezhnost' mashin* [Parametric machine reliability]. Moscow, Bauman Press, 2002. 560 p.
- [10] Antsupov A.V. (jr.), Antsupov A.V., Antsupov V.P. Analytical method for project resource estimation of metallurgical machinery parts. *Izvestiya vuzov. Chernaya metallurgiya*, 2017, vol. 60, no. 1, pp. 30–35 (in Russ.), doi: 10.17073/0368-0797-2017-1-30-35
- [11] Antsupov A.V., Antsupov V.P. Estimation and assurance of machine component design lifetime. *Procedia Engineering*, 2016, vol. 150, pp. 726–733, doi: 10.1016/j.proeng.2016.07.094
- [12] Fleischer G., Gröger H. *Method for determining wear on the basis of the energy hypothesis*. As part of the scientific and technical cooperation in the field of friction, lubrication and wear between the IMASCH, Moscow and the research institutions of the GDR, TH Magdeburg, 1972, pp. 285–296.
- [13] Fedorov V.V. *Osnovy ergodinamiki i sinergetiki deformiruyemykh tel. ch. III. Osnovy ergodinamiki deformiruyemykh tel* [Fundamentals of ergodynamics and synergetics of deformable bodies. Part III. Fundamentals of ergodynamics of deformable bodies]. Kaliningrad, KSTU publ., 2014. 222 p.
- [14] Antsupov A.V., Slobodyanskiy M.G., Antsupov V.P., Antsupov A.V. *Otsenka resursa detaley i uzlov metallurgicheskikh mashin na stadii ikh proyektirovaniya i ekspluatatsii* [Assessment of the life of parts and components of metallurgical machines at the stage of their design and operation]. Magnitogorsk, Nosov MSTU publ., 2018. 211 p.
- [15] Antsupov A.V., Chukin M.V., Antsupov A.V. (jr.), Antsupov V.P. Scientific and methodological principles of reliability prediction friction units at the design stage. *Vestnik of Nosov Magnitogorsk State Technical University*, 2011, no. 4, pp. 60–65 (in Russ.).
- [16] Fedorov S.V. *Osnovy triboergodinamiki i fiziko-khimicheskiye predposylki teorii sovmestimosti* [The basics of triboergodynamics and the physicochemical background of the compatibility theory]. Kaliningrad, KSTU publ., 2003. 409 p.
- [17] Antsupov A.V.(jr.), Antsupov A.V., Antsupov V.P., Slobodyanskiy M.G., Rusanov V.A. Energy-Mechanical Concept of the Durability Prediction of Friction Units on the Wear Resistance Criterion of Elements. *Journal of Friction and Wear*, 2016, vol. 37, no. 5, pp. 510–516, doi: 10.3103/S1068366616050032
- [18] Antsupov A.V., Antsupov A.V.(jr.), Slobodyanskiy M.G., Gubin A.S., Rusanov V.A., Chekalin I.Yu., Antsupov V.P. Forecasting the safety of tribological conjunction based on thermodynamic analysis of friction process. *Vestnik of Nosov Magnitogorsk State Technical University*, 2010, no. 3, pp. 54–60 (in Russ.).
- [19] Kragel'skiy I.V., Dobychin M.N., Kombalov V.S. *Osnovy raschetov na treniye i iznos* [Basics of calculations for friction and wear]. Moscow, Mashinostroyeniye publ., 1977. 526 p.
- [20] Khebda M., Chichinadze A.V. *Spravochnik po tribotekhnike. Smazochnyye materialy, tekhnika smazki, opory skol'zheniya i kacheniya* [Handbook of tribotechnology. Lubricants, lubrication technology, sliding and rolling bearings]. Vol. 2. Moscow, Mashinostroyeniye publ., 1990. 416 p.
- [21] Protasov B.V. *Energeticheskiye sootnosheniya v tribosopryazhenii i prognozirovaniye ego dolgovechnosti* [Energy relationships in tribo-conjugation and prediction of its durability]. Saratov, Saratovskiy universitet publ., 1979. 152 p.
- [22] *State Standard 16532–70. Cylindrical involute external gear pairs. Calculation of geometry*. Moscow, Standartinform publ., 1972.

Информация об авторах

АНЦУПОВ Александр Викторович — доктор технических наук, доцент, заведующий кафедрой «Металлорежущие станки и инструменты». ФГАОУ ВО «Уральский Федеральный университет им. первого Президента России Б.Н. Ельцина» (620002, Екатеринбург, Российская Федерация, ул. Мира, д. 19, e-mail: antsupov.alexander@gmail.com).

АНЦУПОВ Алексей Викторович — кандидат технических наук, доцент кафедры «Проектирование и эксплуатация металлургических машин и оборудования». ФГБОУ ВО «Магнитогорский государственный технический университет им. Г.И. Носова» (455000, Магнитогорск, Челябинская обл., Российская Федерация, пр. Ленина, д. 38, e-mail: a.antcupov@gmail.com).

АНЦУПОВ Виктор Петрович — доктор технических наук, профессор кафедры «Проектирование и эксплуатация металлургических машин и оборудования». ФГБОУ ВО «Магнитогорский государственный технический университет им. Г.И. Носова» (455000, Магнитогорск, Челябинская обл., Российская Федерация, пр. Ленина, д. 38, e-mail: antsupov.vp@gmail.com).

СЛОБОДЯНСКИЙ Михаил Геннадьевич — кандидат технических наук, доцент кафедры «Проектирование и эксплуатация металлургических машин и оборудования». ФГБОУ ВО «Магнитогорский государственный технический университет им. Г.И. Носова» (455000, Магнитогорск, Челябинская обл., Российская Федерация, пр. Ленина, д. 38, e-mail: m.slobodianskii@gmail.com).

Просьба сослаться на эту статью следующим образом:

Анцупов А.В., Анцупов А.В., Анцупов В.П., Слободянский М.Г. Модель отказов цилиндрических зубчатых передач по критерию износостойкости рабочих поверхностей *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2019, № 5, с. 3–9, doi: 10.18698/0536-1044-2019-5-3-9

Please cite this article in English as:

Antsupov A.V., Antsupov A.V., Antsupov V.P., Slobodianskii M.G. A Model of Cylindrical Gear Failures Using the Criterion of the Working Surface Wear Resistance. *Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building*, 2019, no. 5, pp. 3–9, doi: 10.18698/0536-1044-2019-5-3-9

Information about the authors

ANTSUPOV Aleksandr Viktorovich — Doctor of Science (Eng.), Associate Professor, Head of Department, Metal Cutting Machines and Tools. Federal State Autonomous Educational Institution of Higher Education — Ural Federal University named after the first President of Russia B.N. Yeltsin (620002, Ekaterinburg, Russian Federation, Mir St., Bldg. 19, e-mail: antsupov.alexander@gmail.com).

ANTSUPOV Aleksei Viktorovich — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Metallurgical Machines and Machinery Design and Operation. Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education — Nosov Magnitogorsk State Technical University (455000, Magnitogorsk, Chelyabinsk region, Russian Federation, Lenin Ave., Bldg. 38, e-mail: a.antcupov@gmail.com).

ANTSUPOV Viktor Petrovich — Doctor of Science (Eng.), Professor, Department of Metallurgical Machines and Machinery Design and Operation. Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education — Nosov Magnitogorsk State Technical University (455000, Magnitogorsk, Chelyabinsk region, Russian Federation, Lenin Ave., Bldg. 38, e-mail: antsupov.vp@gmail.com).

SLOBODIANSKII Mikhail Gennadievich — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Metallurgical Machines and Machinery Design and Operation. Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education — Nosov Magnitogorsk State Technical University (455000, Magnitogorsk, Chelyabinsk region, Russian Federation, Lenin Ave., Bldg. 38, e-mail: m.slobodianskii@gmail.com).