

ВЕРОЯТНОСТЬ БЕЗОТКАЗНОЙ РАБОТЫ ЗУБЧАТОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ ПО КРИТЕРИЮ ИЗГИБНОЙ ВЫНОСЛИВОСТИ



¹Сергей Юрьевич Лебедев,
Тюменский индустриальный университет
Россия, Тюмень
Тел.:+7 (919)958-5191, E-mail: lebedevsergey1995@gmail.com.



²Владимир Николаевич Сызранцев,
Тюменский индустриальный университет
Россия, Тюмень
Тел.:+7 (912)926-59-02, E-mail: syzrantsevvn@tyuiu.ru.

Аннотация

В статье представлена улучшенная методика расчета вероятности безотказной работы цилиндрической эвольвентной передачи по критерию изгибной выносливости. Основными улучшениями являются: учет случайного характера угла перекоса в зацеплении зубьев, вызванного деформацией элементов передачи (силовой перекос); применение методов непараметрической статистики; учет влияния параметров упрочненного слоя на предел изгибной выносливости зубьев. Улучшения повышают корректность вероятностного расчета и делают методику пригодной для расчета передач с любыми параметрами упрочненного слоя.

Ключевые слова: вероятность безотказной работы, непараметрическая статистика, силовой перекос в зацеплении.

Введение

Поломка зуба шестерни или колеса не позволяет продолжить эксплуатацию передачи и требует немедленной замены зубчатой передачи, что создает простои машин и дополнительные затраты на ремонтные

мероприятия. Кроме того, поломка зуба является внезапным отказом, что говорит о невозможности предупреждения отказа при помощи средств диагностики передачи, привода или машины. Вследствие чего, устранить риск отказа поломки зуба необходимо еще на этапе проектирования передачи, что возможно при использовании вероятностных методов оценки надежности передачи по критерию изгибной выносливости.

Расчет вероятности безотказной работы по критерию изгибной выносливости зуба сводится к определению вероятности того, что действующие изгибные напряжения не превысят допускаемые изгибные напряжения. Ввиду того, что действующие и допускаемые напряжения являются случайными величинами, расчет сводится к определению общей площади функций плотности распределения напряжений (рис. 1).

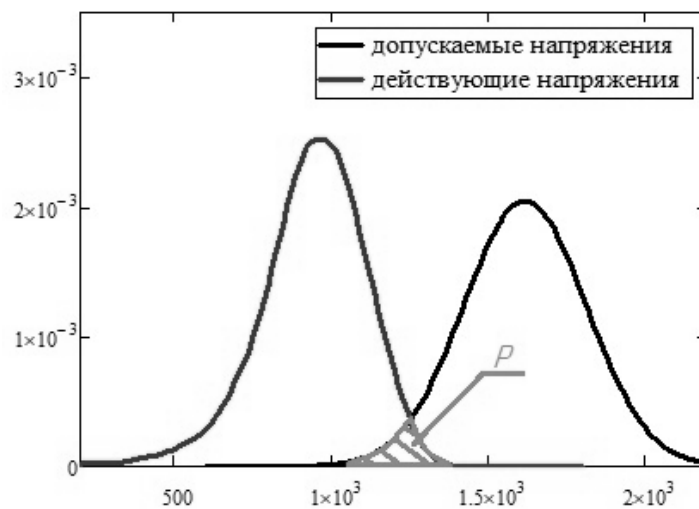


Рис. 1. Функции плотности распределения действующих и допускаемых напряжений

Функцию плотности распределения допускаемых напряжений в классических методиках [1,2] принято задавать нормальным распределением. Функция распределения действующих напряжений восстанавливается либо по рассчитанной выборке напряжений, где случайной величиной является передаваемый крутящий момент, либо также задается нормальным распределением [1,2]. Такой подход условен, так как на закон распределения случайной величины действующих контактных и изгибных напряжений оказывают влияние несколько факторов: закон распределения передаваемого крутящего момента, который может не соответствовать нормальному распределению или быть неизвестным [3]; закон распределения коэффициента, учитывающего неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий также не известен, так как функционально связан со случайной величиной крутящего момента и со случайной величиной перекоса в зацеплении. При этом перекоса в зацеплении также является суммой двух случайных величин [4,5]: технологический перекоса (нормальное, равновероятное или

треугольное распределение) и силовой перекося (распределение зависит от случайной величины передаваемого крутящего момента).

Расчет выборки действующих изгибных напряжений в основании зуба можно разделить на две основные группы: аналитические методики расчета [4,5] и методики [6,7], использующие САЕ-системы (Computer-Aided Engineering).

Расчет зубчатых передач в системах САЕ позволяет: определить действующие изгибные напряжения [7]; рассчитать усталостную долговечность зубьев [8,9]; сравнить нагрузочную способность одного вида передач с различными параметрами зацепления [10].

Основное развитие расчета вероятности безотказной работы на основе применения программ САЕ направлено: получение достоверной функции плотности распределения дефектов внутри тела зуба [11], анализ влияния объемов зубчатого колеса на долговечность [12], учет остаточных напряжений в теле зуба [13]. Кроме того, в [14] было выполнено разделение дефектов по величине на макро- (более 300 мкм) и микродефекты (менее 300 мкм). Были получены функции плотности распределения макро- и микродефектов, что позволило уточнить методику расчета нагрузочной способности основания зуба. Валидация методики по результатам испытаний цилиндрических зубчатых колес на пульсаторе показала отклонение расчетных значений от экспериментальных в среднем 3,1% [14].

Аналитические методики расчета действующих и допускаемых изгибных напряжений реализованы в стандартизированных методиках проверочного расчета эвольвентных цилиндрических передач [6,7].

Совершенствование методик расчета вероятности безотказной работы по критерию изгибной выносливости нацелено на учет фактических законов распределения передаваемого крутящего момента, действующих и допускаемых изгибных напряжений, что стало возможно с использованием аппарата непараметрической статистики [15,16]. Однако, в методиках не учитываются факторы, влияющие на работоспособность передачи: случайный характер силового перекося в зацеплении (силовой перекося – отклонение контактной линии зубьев в следствие упругой деформации валов, подшипниковых колец и корпуса передачи); изменение параметров предела изгибной выносливости зубьев при изменении параметров упрочненного слоя зуба. Поэтому целью исследования принято усовершенствовать методику расчета вероятности безотказной работы по критерию изгибной выносливости, путем учета факторов, представленных выше.

Методы

Усовершенствованная методика расчета вероятности безотказной работы зубчатых цилиндрических передач по критерию изгибной выносливости представлена в виде блок-схемы (рис. 2). Все блоки расчетной схемы имеют порядковый номер, соответствующий этапу вычисления.



Рис. 2. Блок-схема методики расчета вероятности безотказной работы зубчатой передачи по критерию изгибной выносливости

Отличительными особенностями разработанной методики расчета вероятности безотказной по критерию изгибной выносливости [17] являются:

1. В блоке 3 (рис. 2) силовой перекося в зацеплении рассчитывается как выборка значений, функционально связанная с величиной передаваемого крутящего момента [17]:

$$f_{kE}^i = \left(\frac{f_{kE}^{max}}{2} - f_{kE}^n \right) \left(\frac{T_1^i}{T_{1n}} \right)^2 + \left(2f_{kE}^n - \frac{f_{kE}^{max}}{2} \right) \left(\frac{T_1^i}{T_{1n}} \right), \quad (1)$$

где T_1^i – i -е значение из выборки крутящего момента, Н · м; T_{1n} – среднее значение крутящего момента, Н · м; f_{kE}^n – деформация валов при T_{1n} , мкм; f_{kE}^{max} – деформация валов при максимальном крутящем моменте, мкм.

2. В блоке 6 использованы расчетные формулы из [18], позволяющие рассчитать предел изгибной выносливости через параметры упрочненного слоя при помощи коэффициента:

$$Y_{Fd} = \frac{1}{(1 - \Delta_{heff})^{(3\alpha_\sigma - 2)}}, \quad (2)$$

где Δ_{heff} – относительная толщина упрочненного слоя; α_σ – теоретический коэффициент концентрации напряжений в основании зуба.

3. Блок 9 при помощи методов непараметрической статистики (метод Парзена-Розенблатта) восстанавливает фактические функции плотности распределения действующих и допускаемых изгибных напряжений.

Результаты

На рис 3 представлены результаты расчетов вероятности безотказной работы зубчатой передачи редуктора привода буровой установки [19], при этом функции плотности распределения восстановлены методами параметрической статистики (классический подход). Расчет выполнен по шестерни и по колесу при силовом перекося 0° (рис. 3а), при силовом перекося в $1'$ (рис. 3б) и при выборке значений перекося (рис. 3в), рассчитанной по формуле (1), где перекося при номинальном значении равен $1'$ и среднем значении равном 75% от номинального (тяжелый режим работы).

Результаты расчетов показывают, что, если не учитывать силовой перекося (рис. 3а), вероятность безотказной работы колеса составляет 97,0%, что соответствует требованиям надежности к некоторым классам машин. При постоянном значении силового перекося (рис. 3б) передача становится не пригодной для эксплуатации в заданных условиях. Переменное значение силового перекося (рис. 3в) повышает вероятность безотказной работы передачи более чем на 25%.

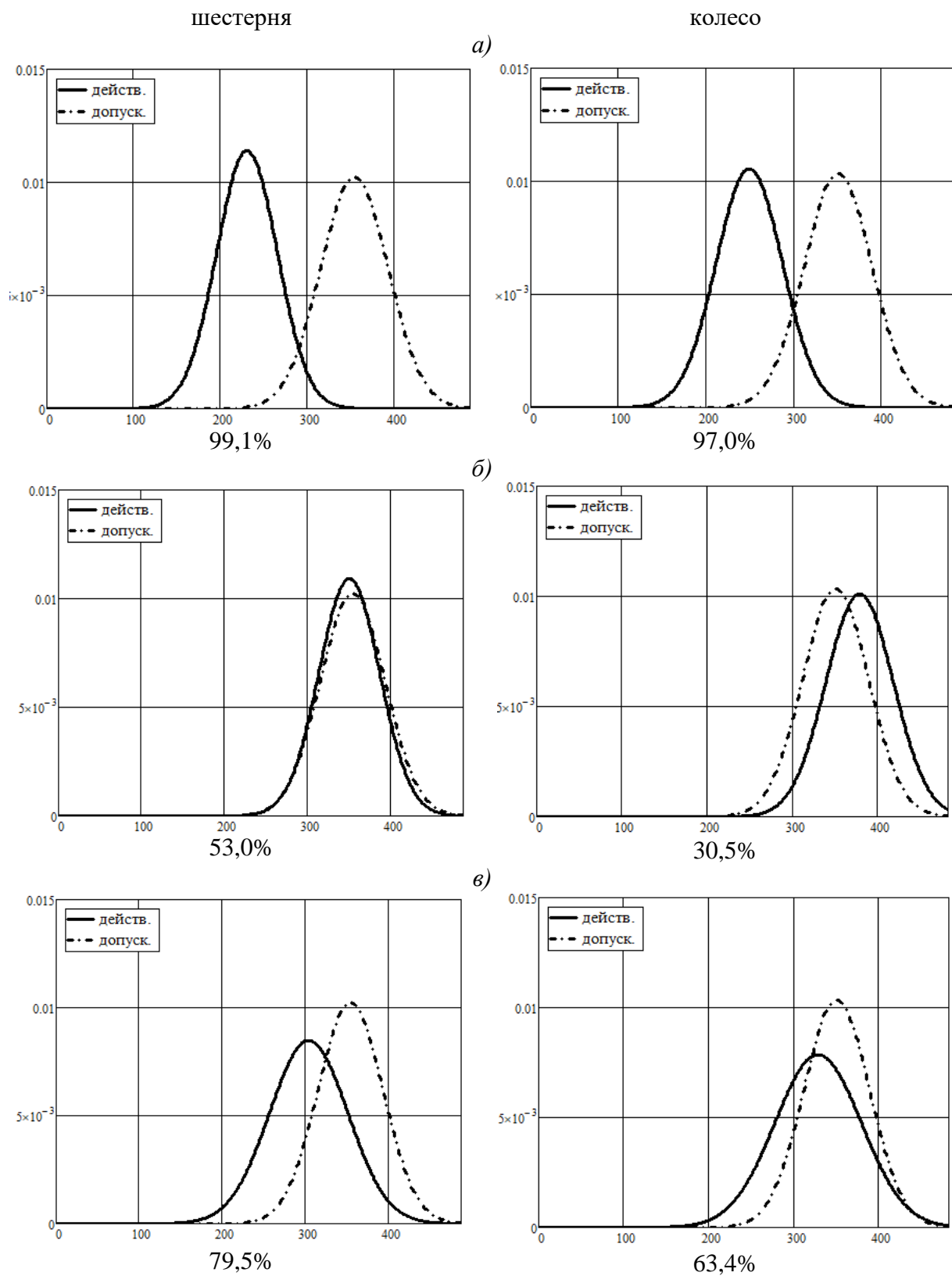


Рис. 3. Расчет вероятности безотказной работы зубчатой передачи методами параметрической статистики: *а)* при силовом перекосе 0° ; *б)* при силовом перекосе 1° ; *в)* при переменном значении силового перекоса по формуле (1)

На рис. 4 представлены результаты расчетов вероятности безотказной работы той же зубчатой передачи, но по улучшенной методике. Как и при расчете по классическому подходу наблюдается занижение значения вероятности безотказной работы при постоянном значении силового перекоса (рис. 4а) относительно результатов при переменном значении (рис 4б).

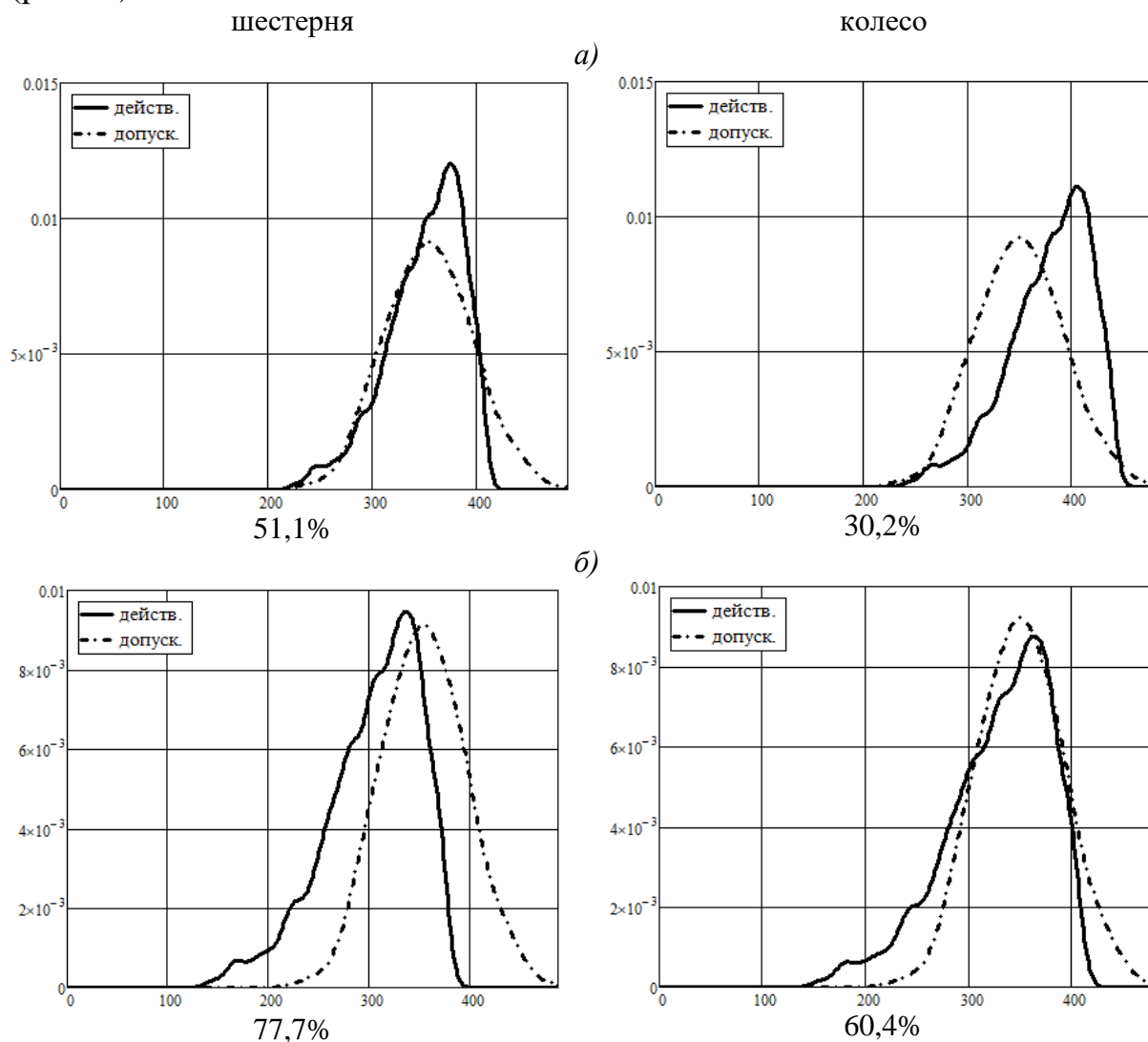


Рис. 4. Расчет вероятности безотказной работы зубчатой передачи методами непараметрической статистики: а) при силовом перекосе $1'$; б) при переменном значении силового перекоса по формуле (1)

Расчет с применением методов непараметрической статистики также позволил восстановить фактическую функцию плотности распределения действующих изгибных напряжений, которая соответствует тяжелому режиму нагружения передачи [19], что привело к снижению результатов расчетов вероятности безотказной работы (рис. 4) как по шестерни, так и по колесу, относительно результатов по классическому подходу (рис. 3).

Обсуждение

Результаты исследования показывают, что корректный учет силового перекося в зацеплении оказывает значительное влияние на значение вероятности безотказной работы по критерию изгибной выносливости. Стоит отметить, что рассчитанная передача действительно выходит из строя в результате поломки зубьев [19].

Заключение.

Улучшенная методика расчета вероятности безотказной работы по критерию изгибной выносливости впервые позволила учесть случайный характер силового перекося в зацеплении зубьев при оценке надежности зубчатой передачи. Улучшение позволит на этапе проектирования передачи подобрать требуемую жесткость валов и корпуса передачи.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Брагин В.В., Решетов Д.Н., Маурин Н.Н. Показатели изгибной прочности и жёсткости зубьев цилиндрических прямозубых колёс. Вестник машиностроения. 1987. № 11. С. 29-31.
- [2] Снесарев Г.А. Расчет редукторов на надежность. Вестник машиностроения. 1982. №4. С. 39-43.
- [3] Zhu C., Chen Sh., Liu H. Dynamic analysis of the drive train of a wind turbine based upon the measured load spectrum. 2014. Journal of Mechanical Science and Technology. Vol. 28 (6). pp. 2033-2040. DOI: 10.1007/s12206-014-0403-0.
- [4] ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные. Расчет на прочность. Москва : Изд-во стандартов. 1988. 125 с.
- [5] ISO 6336-1:2019. Calculation of load capacity of spur and helical gears – Part 1: Basic principles, introduction and general influence factors. Switzerland: ISO. 2019. 109 p.
- [6] Антонов А.В., Гладышев Г.А. Расчет изгибных и контактных напряжений зубчатых колес с несимметричным профилем зуба методом конечных элементов. Научно-технический вестник Санкт-Петербургского государственного университета информационных технологий, механики и оптики. 2008. № 48. С. 160-167.
- [7] Дорофеев В.Л. Результаты приложения теории аналитических функций к высокоточному расчёту напряжённно-деформированного состояния зубьев зубчатых передач. 2015. Известия МГТУ МАМИ. Т. 4. № 3(25). С. 78-83.

- [8] Смагулова А.С., Кияшова А.М. Расчет зубчатых передач с применением конечно-элементного анализа в рамках пакета ANSYS WB. 2018. Наука и техника Казахстана. № 3. С. 39-47.
- [9] Sadek S., Olsson M. New models for prediction of high cycle fatigue failure based on highly loaded regions. 2014. International Journal of Fatigue. №66, pp. 101–110.
- [10] Сызранцева К.В., Бадертдинова А.Ф. Сопоставительная оценка изгибной прочности зубьев цилиндрических передач с эвольвентным контуром и равнопрочным контуром в программном комплексе ANSYS. 2019. Международный студенческий научный вестник. № 1. С. 52-63.
- [11] Castillo E., Fernandez-Canteli A. A Unified Statistical Methodology for Modeling Fatigue Damage. Springer Netherlands. 2009.
- [12] Olsson E., Olander A., Öberg M. Fatigue of gears in the finite life regime — Experiments and probabilistic modelling. Engineering Failure Analysis. 2016. № 62, pp. 276-286.
- [13] Karlén K., Olsson M. A probabilistic model for the entire (HCF) domain based on equivalent stress —simulations and experiments. 2012. International Journal of Fatigue. № 36 (1), pp. 9–17.
- [14] Brecher C., Löpenhaus C., Brimmers J., Henser J. Influence of the Defect Size on the Tooth Root Load Carrying Capacity. 2017. GEAR TECHNOLOGY. № November/December, pp. 92-100.
- [15] Syzrantsev V.N., Syzrantseva K.V., Muratov K.R. Computational and experimental method for determining the cyclogram parameters of the loading products. 2022. Procedia Structural Integrity. Vol. 40, pp. 411-417. – DOI 10.1016/j.prostr.2022.04.055.
- [16] Сызранцева К.В., Колбасин Д.С. Сопоставительная оценка расчетных и экспериментальных данных о напряженно-деформированном состоянии арочных зубьев колес цилиндрических передач. 2021. Вестник ИжГТУ имени М.Т. Калашникова. Т. 24, № 1. С. 45-52. DOI 10.22213/2413-1172-2021-1-45-52.
- [17] Лебедев С.Ю., Сызранцев В.Н. К расчету вероятности безотказной работы зубчатых цилиндрических передач. 2022. Diagnostics, Resource and Mechanics of materials and structures. № 3. С. 13-24.
- [18] Филипович С.И., Кравчук В.С., Литвинов А.М. Оценка циклоустойкости поверхностно-упрочненных зубьев. 1989. Детали машин: Респ. межвед. науч.-техн. сб. Вып.48. С.30-34.
- [19] Лобачев А. А. Исследование нагруженности элементов редуктора системы верхнего привода. диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. Санкт-Петербург. 2017. 166 с.

PROBABILITY OF FAILURE-FREE OPERATION OF CYLINDRICAL GEAR: BENDING ENDURANCE

Industrial University of Tyumen, Russia

Abstract

The article presents an improved method for calculating the probability of failure-free operation of a cylindrical involute gear according to the criterion of bending endurance. The main improvements are: taking into account the random nature of the misalignment angle in the meshing of the teeth, caused by the deformation of the gear elements (force misalignment); application of nonparametric statistics methods; taking into account the influence of the parameters of the hardened layer on the bending endurance limit of the teeth. Improvements increase the correctness of the probabilistic calculation and make the technique suitable for calculating gears with any parameters of the hardened layer.

Key words: probability of failure-free operation, non-parametric statistics, force misalignment.

REFERENCES

- [1] V.V. Bragin, D.N. Reshetov, N.N. Indicators of bending strength and stiffness of teeth of spur gears. Bulletin of mechanical engineering. 1987. No. 11. pp. 29-31. (rus.)
- [2] Snesev G.A. Calculation of gearboxes for reliability. Bulletin of mechanical engineering. 1982. No. 4. pp. 39-43. (rus.)
- [3] Zhu C., Chen Sh., Liu H. Dynamic analysis of the drive train of a wind turbine based upon the measured load spectrum. 2014. Journal of Mechanical Science and Technology. Vol. 28 (6). pp. 2033-2040. DOI: 10.1007/s12206-014-0403-0.
- [4] GOST 21354-87. Transmission gear cylindrical involute. Strength calculation. Moscow: Publishing house of standards. 1988. 125 p. (rus.)
- [5] ISO 6336-1:2019. Calculation of load capacity of spur and helical gears – Part 1: Basic principles, introduction and general influence factors. Switzerland: ISO. 2019. 109 p.
- [6] Antonov A.V., Gladyshev G.A. Calculation of bending and contact stresses of gears with asymmetric tooth profile by finite element method. Scientific and technical bulletin of the St. Petersburg State University of Information Technologies, Mechanics and Optics. 2008. No. 48. pp. 160-167. (rus.)

- [7] Dorofeev V.L. Results of application of the theory of analytical functions to the high-precision calculation of the stress-strain state of gear teeth. 2015. Proceedings of MSTU MAMI. T. 4. No. 3(25). pp. 78-83. (rus.)
- [8] Smagulova A.S., Kiyashova A.M. Calculation of gears using finite element analysis within the framework of the ANSYS WB package. 2018. Science and technology of Kazakhstan. No. 3. pp. 39-47. (rus.)
- [9] Sadek S., Olsson M. New models for prediction of high cycle fatigue failure based on highly loaded regions. 2014. International Journal of Fatigue. №66, pp. 101–110.
- [10] Syzrantseva K.V., Badertdinova A.F. Comparative assessment of the bending strength of the teeth of cylindrical gears with an involute contour and an equal-strength contour in the ANSYS software package. 2019. International Student Scientific Bulletin. No. 1. S. 52-63. (rus.)
- [11] Castillo E., Fernandez-Canteli A. A Unified Statistical Methodology for Modeling Fatigue Damage. Springer Netherlands. 2009.
- [12] Olsson E., Olander A., Öberg M. Fatigue of gears in the finite life regime – Experiments and probabilistic modelling. Engineering Failure Analysis. 2016. № 62, pp. 276-286.
- [13] Karlén K., Olsson M. A probabilistic model for the entire (HCF) domain based on equivalent stress – simulations and experiments. 2012. International Journal of Fatigue. № 36 (1), pp. 9–17.
- [14] Brecher C., Löpenhaus C., Brimmers J., Henser J. Influence of the Defect Size on the Tooth Root Load Carrying Capacity. 2017. GEAR TECHNOLOGY. № November/December, pp. 92-100.
- [15] Syzrantsev V.N., Syzrantseva K.V., Muratov K.R. Computational and experimental method for determining the cyclogram parameters of the loading products. 2022. Procedia Structural Integrity. Vol. 40, pp. 411-417. – DOI 10.1016/j.prostr.2022.04.055.
- [16] Syzrantseva K.V., Kolbasin D.S. Comparative evaluation of calculated and experimental data on the stress-strain state of the arched teeth of the wheels of cylindrical gears. 2021. Bulletin of IzhGTU named after M.T. Kalashnikov. T. 24, No. 1. pp. 45-52. DOI 10.22213/2413-1172-2021-1-45-52. (rus.)
- [17] Lebedev S.Yu., Syzrantsev V.N. Calculation of probability of failure-free operation of gear cylindrical gears. 2022. Diagnostics, Resource and Mechanics of materials and structures. No. 3. pp. 13-24. (rus.)
- [18] Filipovich S.I., Kravchuk V.S., Litvinov A.M. Evaluation of the cycle resistance of surface-hardened teeth. 1989. Machine parts: Rep. interdepartmental sci.-tech. Sat. Issue 48. pp.30-34. (rus.)
- [19] Lobachev A. A. Investigation of the loading of the elements of the reducer of the top drive system. PhD dissertation. Saint Petersburg. 2017. 166 p. (rus.)