DOI: https://doi.org/10.17816/0321-4443-625954

Оригинальное исследование

Вероятность безотказной работы поверхностно-упрочненных зубьев колес цилиндрических передач

С.Ю. Лебедев, В.Н. Сызранцев

Тюменский индустриальный университет, Тюмень, Российская Федерация

АННОТАЦИЯ

Обоснование. Методики расчета нагрузочной способности и надежности зубчатых передач, общепризнанные в качестве стандартизированных как на национальном, так и на международном уровнях, базируются на законах распределения случайных величин, принятых как единственно возможные, что не совсем соответствует истине. В результате применения этих методик разрабатываются зубчатые передачи, которые обладают либо завышенной, либо заниженной надежностью, что приводит к их низкой конкурентоспособности. Поэтому разработка методик оценки надежности поверхностно-упрочненных зубьев колес цилиндрических передач, учитывающих фактические законы распределения случайных величин, остается актуальной, т.к. позволит проектировать конкурентоспособные передачи.

Целью работы является совершенствование текущего подхода к расчету вероятности безотказной работы поверхностно-упрочненных зубьев колес цилиндрической передачи по их прочностным критериям работоспособности.

Материалы и методы. Усовершенствованный подход к расчету вероятности безотказной работы основывается на улучшенных классических методиках проверочного расчета нагрузочной способности зубчатых цилиндрических передач по контактным и изгибным напряжениям (ГОСТ 21354-87 и ISO 6336). Методика расчета вероятности безотказной работы по критерию глубинной контактной выносливости базируются на критерии Лебедева-Писаренко, формулы которого доработаны для применения к зубчатым передачам В.И. Короткиным. Реализация предложенных методик осуществлена в программном обеспечении MathCAD.

Результаты. Предложены методики расчета вероятности безотказной работы поверхностно-упрочненных зубьев колес цилиндрических передач по критериям контактной и изгибной выносливости, в которых учитывается переменное значение перекоса в зацеплении, вызванного деформацией валов, подшипниковых колец и корпуса (силовой перекос). Кроме того, показана зависимость результатов расчетов вероятности безотказной работы зубчатых цилиндрических передач от способа задания силового перекоса в зацеплении зубьев (постоянное или переменное значение). Выполнена валидация усовершенствованного подхода по доступным в научно-технической литературе данным отказов поверхностно-упрочненных зубьев колес цилиндрических передач. Научная новизна исследования заключается в предложенной методике расчета вероятности безотказной работы поверхностно-упрочненных зубьев колес цилиндрических передач по критерию глубинной контактной выносливости, которая выполняет расчет при неизвестном законе распределения действующих напряжений при помощи метода Парзена-Розенблатта (метод также использован в методиках по критериям контактной и изгибной выносливости), а также в учете переменного характера силового перекоса в зацеплении.

Заключение. Практическая ценность исследования заключается в возможности вероятностного определения причины выхода передачи из строя по шести критериям (питтинг, поломка зуба, отслаивание упрочненного слоя как шестерни, так и колеса), что позволяет корректировать конструкцию, технологию изготовления, требования к эксплуатации с целью обеспечения требуемой работоспособности передачи при её проектировании.

Ключевые слова: вероятность безотказной работы; поверхностно-упрочненная передача; надежность зубчатых передач.

Как цитировать:
Лебедев С.Ю., Сызранцев В.Н. Вероятность безотказной работы поверхностно-упрочненных зубьев колес цилиндрических передач // Тракторы и сельхозмашины. 2024. Т. 91, № 3. С. 341–353. DOI: https://doi.org/10.17816/0321-4443-625954

Рукопись получена: 25.01.2024 **Рукопись одобрена:** 08.07.2024 **Опубликована online:** 30.07.2024

Статья доступна по лицензии CC BY-NC-ND 4.0 International
© Эко-Вектор, 2024

DOI: https://doi.org/10.17816/0321-4443-625954

Original Study Article

The reliability function of the case-hardened teeth of wheels of cylindrical gears

Sergey Yu. Lebedev, Vladimir N. Syzrantsev

Tyumen Industrial University, Tyumen, Russian Federation

ABSTRACT

BACKGROUND: Methods for calculating the load capacity and reliability of gears, accepted as standardized both at the national and international levels, are based on the laws of distribution of random variables, considered as the only possible ones, which is not entirely true. As a result, the developed gears have either overestimated or underestimated reliability, which leads to their low competitiveness. Therefore, the development of methods for assessing the reliability of the case-hardened gears, taking into account the actual laws of distribution of random variables, remains relevant, as it will make it possible to design competitive transmissions.

AIM: Improvement of the current approach to calculating the reliability function of case-hardened gears according to their strength performance criteria.

METHODS: The improved approach to calculating the reliability function is based on improved classical methods for testing the load capacity of cylindrical gears for contact and bending stresses (GOST 21354-87 and ISO 6336). The methodology for calculating the reliability function according to the criterion of deep contact durability is based on the Lebedev-Pisarenko criterion, the formulae of which have been modified for application to gears by V.I. Korotkin. The implementation of the proposed methods was carried out in MathCAD software.

RESULTS: The methods for calculating the reliability function of the case-hardened gears according to the criteria of contact and bending durability, which take into account the variable value of the misalignment in the gearing caused by the deformation of the shafts, the bearing rings and the housing (force misalignment), are proposed. In addition, the dependence of the calculation results of the reliability function of cylindrical gears on the method of setting the force misalignment in the gearing of teeth (constant or variable value) is shown. Validation of the improved approach was carried out using the data available in the scientific and technical literature on failures of the case-hardened gears. The scientific novelty of the research lies in the proposed method for calculating the reliability function of the case-hardened gears according to the criterion of deep contact durability, which performs the calculation under an unknown law of distribution of effective stresses using the Parzen-Rosenblatt method (the method is also used in methods for contact and bending durability criteria), as well as in taking into account the variable value of the force misalignment in the meshing.

CONCLUSION: The practical significance of the research lies in the ability of probabilistic determination of the cause of gear failure according to six criteria (pitting, tooth breakage, tooth interior flank fracture of both the pinion and the wheel), which makes it possible to adjust the design, the manufacturing technology, and the operating requirements in order to ensure the required gear performance during its design.

Keywords: reliability function; case-hardened gear; reliability of gear.

To cite this article:
Lebedev SYu, Syzrantsev VN. The reliability function of the case-hardened teeth of wheels of cylindrical gears. *Tractors and Agricultural Machinery.* 2024;91(3):341–353. DOI: https://doi.org/10.17816/0321-4443-625954

Received: 25.01.2024 **Accepted:** 08.07.2024 **Published online:** 30.07.2024

moscow polytech

The article can be used under the CC BY-NC-ND 4.0 International license
© Eco-Vector, 2024

ECO•VECTOR

ВВЕДЕНИЕ

За последние десятилетия в технических науках значительно увеличился рост количества научных разработок, нацеленных на создание методологий проектирования, которые учитывают реальные условия производства и работы изделий. В частности, методики расчета нагрузочной способности и надежности зубчатых передач, принятые в качестве стандартизированных как на национальном, так и на международном уровнях, базируются на законах распределения случайных величин, считающихся единственно возможными, что не совсем соответствует истине. В результате разрабатываются зубчатые передачи, которые обладают либо завышенной, либо заниженной надежностью, что приводит к их низкой конкурентоспособности. Поэтому разработка методик оценки надежности поверхностно-упрочненных зубьев колес цилиндрических передач, учитывающих фактические законы распределения случайных величин, остается актуальной и позволит проектировать конкурентоспособные передачи.

Под поверхностным упрочнением зубьев цилиндрических передач понимается химико-термическая обработка (цементация, цианирование, азотирование, лазерная обработка), в результате которой у тела зуба образуется наружный слой с высокой твердостью рабочих поверхностей. Высокая твердость снижает скорость изнашивания рабочих поверхностей зубьев и повышает прочностные характеристики зуба. Ввиду указанного обстоятельства при проектировании сформировалась следующее положение: в случае отсутствия вероятности отказа в результате потери прочности зуба, износ становится неизбежным событием [1]. Поэтому надежность передачи по износу оценивают по ресурсу с заданной вероятностью безотказной работы (ВБР), надежность по прочностным критериям работоспособности — по ВБР с заданным ресурсом. У поверхностно-упрочненных зубьев колес цилиндрических передач существуют следующие прочностные критерии работоспособности: потеря контактной выносливости рабочих поверхностей зубьев (питтинг); потеря изгибной выносливости зуба (поломка зуба); потеря глубинной контактной выносливости (отслаивание упрочненного слоя зуба или некоторой его части по причине развития усталостной трещины параллельной пятну контакта зубьев в полюсе зацепления).

Современные методики расчета ВБР по критерию контактной выносливости основаны на расчетных формулах, представленных в стандартизированных методиках [2, 3] расчета нагрузочной способности зубчатых цилиндрических передач. Развитие методик ВБР направлено на учет фактических законов распределения действующих [4, 5] и допускаемых контактных напряжений [6]. Также исследования направлены на совершенствование расчетных моделей контактных напряжений [7, 8].

Большинство методик расчета ВБР по критерию изгибной выносливости также используют расчетные формулы, представленные в стандартизированных методиках [3, 9]. Главным недостатком таких методик является отсутствие возможности рассчитать предел изгибной выносливости для параметров упрочненного слоя, отличающегося от рекомендуемых стандартом значений.

Проведенный анализ существующих методик расчета вероятности безотказной работы по критериям контактной и изгибной выносливости также показал, что в расчетах действующих напряжений переменными значениями задаются только крутящий момент и технологический перекос в зацеплении. Силовой перекос, вызванный деформацией элементов передач, задается константой, что не совсем корректно, т.к. деформация будет зависеть от величины передаваемого крутящего момента и, следовательно, также должна быть переменной.

Расчет глубинных контактных напряжений осуществляется по различным теоретическим направлениям. В [2, 10, 11] расчет напряжений проводился по критерию Геста-Мора. При этом методика [11] позволяет рассчитать срок службы передачи по критерию глубинной контактной выносливости. Методики [10, 12–14] рассчитывают коэффициент запаса прочности по глубине упрочненного слоя, определяя точку с минимальным запасом прочности. В [12–14] отличительной особенностью является учет остаточных напряжений в упрочненном слое зуба. Однако, оценка надежности по усталостному ресурсу передачи в точке с минимальным запасом прочности на основе формул [13] реализована лишь в [15]. Остаточные напряжения также учтены и в ISO 6336-4 [16], который позволяет оценить риск глубинного разрушения контактирующей поверхности зуба вследствие пиковой нагрузки (продавливание упрочненного слоя). ISO 6336-4 находится в стадии разработки и не позволяет перейти к расчету показателей надежности по критерию глубинной контактной выносливости. В [17] расчет напряжений ведется по обобщенному критерию предельного состояния Лебедева-Писаренко для структурно неоднородного материала [18]. Методика [17] позволяет оценить усталостный ресурс передачи по критерию глубинной контактной выносливости. Преимущество методики [17] в том, что расчетные формулы позволяют фиксировать вторую точку с минимальным запасом прочности под упрочненным слоем, толщина которого превышает полуширину площадки контакта. Разрушение в двух точках по глубине подтверждается экспериментально в [19]. Анализ научно-технической литературы не выявил методики, которая позволит рассчитать ВБР по критерию глубинной контактной выносливости.

В итоге целью статьи стало совершенствование текущего подхода к расчету ВБР поверхностно-упрочненных зубьев колес цилиндрической передачи по их прочностным критериям работоспособности.

DOI: https://doi.org/10.17816/0321-4443-625954

МАТЕРИАЛЫ И МЕТОДЫ

Контактная выносливость

Анализ расчетных формул существующих стандартизированных методик расчета (ГОСТ 21354, ISO 6336, ANSI/AGMA 2101-D04) действующих и допускаемых контактных напряжений в зубчатом зацеплении цилиндрических эвольвентных передач показал, что главным отличием методик является определение коэффициента концентрации нагрузки K_H, который является произведением следующих коэффициентов: коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий ; коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями $K_{H\alpha}$; коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении $K_{H\vartheta}$.

При расчёте коэффициента $K_{H\beta}$ (по методикам ГОСТ 21354-87 и ISO 6336-1), отклонение положения контактных линий вследствие упругой деформации подшипниковых колец, валов и корпуса передачи (силовой перекос) задается константой, что не совсем соответствует действительности, т.к. упругая деформация элементов передачи зависит от величины передаваемой нагрузки, которая имеет переменный характер. Расчет по ANSI/AGMA 2101-D04 не позволяет учесть силовой перекос в зацеплении.

С целью устранения описанного выше недостатка в усовершенствованном подходе разработана методика расчета ВБР по критерию контактной выносливости, в которой силовой перекос является переменным значением, рассчитываемым через функцию по переменному значению передаваемого крутящего момента в передаче. Функция изменения силового перекоса в зацеплении от величины крутящего момента задается пользователем. Получить её можно путём интерполяции значений силового перекоса, рассчитанных для нескольких значений крутящего момента в программном обеспечении KISSsoft, в программных пакетах для расчета напряженно-деформированного состояния деталей машин (SolidWorks, ANSYS Mechanical и др.), аналитически или полученных эмпирическим путем.

При выполнении расчета ВБР на закон распределения случайной величины действующих контактных напряжений влияет нелинейность математической модели изменения контактных напряжений от величины передаваемого крутящего момента, а также закон распределения случайной величины технологического перекоса в зацеплении. В итоге это приводит к тому, что закон распределения действующих напряжений и его параметры становятся неизвестными. Однако, современные методики расчета ВБР по различным прочностным критериям используют какой-либо конкретный закон распределения (нормальный, распределение Вейбулла и др.), не учитывая тот факт, что действительное распределения расчетных величин могут отличаться. Поэтому в усовершенствованном подходе в разработанных методиках ВБР по прочностным критериям работоспособности использован метод Парзена-Розенблатта (непараметрическая статистика), который позволяет восстановить неизвестные функции плотности распределения расчетных величин действующих и допускаемых напряжений.

Изгибная выносливость

Отличием расчетных методик действующих изгибных напряжений, как и в случае с контактными напряжениями, является расчет коэффициента концентрации нагрузки K_F. Коэффициент $K_{F\beta}$, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий, для определения действующих изгибных напряжений в стандартизированных методиках расчета пересчитывается специальными формулами. В разработанной методике расчета ВБР по критерию изгибной выносливости применена формула пересчёта $K_{F\beta}$ через значения $K_{H\beta}$, представленная в ГОСТ 21354-87. Поэтому полученная методика также учитывает переменное значение силового перекоса в зацеплении.

В стандартизированных методиках расчета приведены значения пределов изгибной выносливости зубьев, полученные при испытаниях передач с параметрами упрочнения, которые также рекомендованы этими методиками. Однако, при проектировании возникает необходимость увеличить или снизить толщину упрочненного слоя зуба колеса и/или шестерни, также иногда требуется изменить твердость сердцевины зубьев. Изменение толщины упрочненного слоя окажет влияние на упругопластические свойства зуба, что повлияет на предел изгибной выносливости. Для устранения недостатка в разработанной методике расчета ВБР по критерию изгибной выносливости предел изгибной выносливости рассчитывается по формулам, представленным в [20]. Методика [20] позволяет получить предел изгибной выносливости через эффективную толщину упрочненного слоя.

Для проверки корректности расчетных формул [20] выполнено сравнение результатов расчетов с доступными экспериментальными данными. Расчеты выполнялись по стандартизированным методикам с применением формул определения изгибной выносливости зуба, учитывающих параметры поверхностного упрочнения [20]. В качестве экспериментальных данных использованы результаты из [21]. В [21] испытания проводились для двух типов прямозубых колес. В результате для зубчатых колес были полученные кривые усталости зубьев от воздействия изгибных напряжений в диапазоне от 10^3–$5{\cdot}10^6$ циклов. На рис. 1 представлены кривые усталости, полученные по расчетным методикам, и экспериментальная кривая усталости. При построении расчетных кривых усталости переменным значением являлась передаваемая нагрузка, как и при эксперименте. Числа циклов получены путем выражения этой переменной из формул коэффициента долговечности, представленных в каждой методике.

DOI: https://doi.org/10.17816/0321-4443-625954

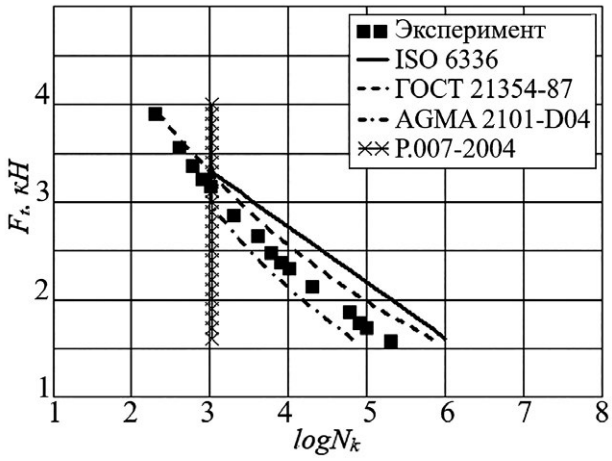

Рис. 1. Расчетные и экспериментальная кривые усталости зубьев.
Fig. 1. Calculated and experimental tooth fatigue curves.

На основе полученных результатов заключено, что методика расчета по ГОСТ 21354-87 дает наиболее корректные результаты. Поэтому при разработке методики вероятности безотказной работы по критерию изгибной выносливости для определения фактических изгибных напряжений используем формулы ГОСТ 21354-87.

В результате, была создана методика расчета ВБР поверхностно-упрочненных зубьев колес цилиндрических передач по критерию изгибной выносливости. Отличительные особенности полученной методики: предел изгибной выносливости зубьев рассчитывается с учетом параметров упрочненного слоя; силовой перекос в зацеплении является выборкой значений, имеющей функциональную связь с выборкой значений крутящего момента; расчет ВБР выполняется с применением метода Парзена-Розенблатта, что позволяет определить фактические функции плотности распределения действующих и допускаемых напряжений.

Глубинная контактная выносливость

Ввиду того, что анализ научно-технической литературы [22] не выявил методик расчета ВБР по критерию глубинной контактной выносливости, авторами статьи была выполнена разработка данной методики.

Для решения этой задачи выполнен анализ существующих методик оценки прочности зубчатых передач по глубинным контактным разрушениям. В результате были определены основные теоретические направления, используемые в методиках: теория Геста-Мора, критерий ДангВана, критерий Лебедева-Писаренко. Также была рассмотрена методика, представленная в стандарте ISO 6336-4.

Выявлено, что в методиках используются различные формулы для расчета значений твердости по глубине упрочнённого (цементованного, цианированного) слоя через его параметры. Для выбора уравнений в разработанной методики была выполнена оценка точности формул расчета твердости [23]. В итоге в качестве расчетных формул определения твёрдости для цементованного слоя принята формула M. MackAldener, для цианированного слоя — формулы В.И. Короткина.

В виду того, что методики расчета прочности зубчатых передач по глубинным контактным разрушениям имеют значительные различия, была выполнена валидация [22] методик расчета запаса прочности по глубинным контактным напряжениям по экспериментальным данным [19]. Наиболее корректные результаты показала методика, основанная на критерии Лебедева-Писаренко, разработанная В.И. Короткиным и его учениками [17], формулы которой и были применены для методики расчета ВБР по критерию глубинной контактной выносливости [17].

Основная задача, которую необходимо было решить при разработке методики расчета, — это на какой глубине зуба рассчитывать ВБР. Существующие методики выполняют расчет коэффициента запаса прочности по глубине зуба, и в точке с минимальным запасом прочности оценивает долговечность. Но при расчете для переменной нагрузки коэффициент запаса прочности также станет переменным по глубине зуба [24]. Кроме того, существует статистическое различие в характеристиках твердости по глубине упрочненного слоя, так в случае, если, минимальный запас прочности находится до эффективной толщины, то минимальная ВБР может быть в точке z за эффективной толщиной, т. к. значение твердости, влияющее на предел глубинной контактной выносливости, за эффективной глубинной имеет больший разброс [17].

Для решения данной задачи в разработанной методике расчета ВБР по критерию глубинной контактной выносливости вычисление ведется для точки по глубине упрочненного слоя зуба с минимальным запасом прочности по глубинной контактной выносливости при номинальном значении контактных напряжений и для дискретных точек по глубине зуба, количество которых задается пользователем. За ВБР принимается минимальное значение среди рассчитанных вероятностей для всех точек по глубине зуба. Расчет выполняется по шестерни и колесу. Подробное описание разработанной методики представлено в [24].

Результаты и обсуждение

Разработанные методики были объединены в общий подход к расчету ВБР поверхностно-упрочненных зубьев колес цилиндрических передач, который был реализован в программном обеспечении [25]. Для применения разработанного программного обеспечения необходимо выполнить его валидацию. Доступная авторам информация по отказам поверхностно-упрочненных зубьев колес цилиндрических передач позволила провести лишь качественную валидацию программного обеспечения. Суть качественной валидации заключается в том, что программное обеспечение должно показать наиболее вероятным тот отказ передачи, который действительно наблюдается

при ее эксплуатации. Для полноты валидации программного обеспечения расчет ВБР выполним для трёх передач, у каждой из которой наблюдается отказ в результате потери одного из прочностных критериев работоспособности поверхностно-упрочненных зубьев колес. Во всех расчетах допускаемые напряжения получены по случайной величине твердости (нормальный закон распределения) как на поверхности, так и по глубине зуба.

Поломка зуба

Работа [26] посвящена исследованию режима нагружения деталей силового верхнего привода буровой установки. Необходимость исследования связана с поиском причин преждевременного отказа редуктора верхнего привода вследствие усталостной поломки зуба колеса (из двадцати исследуемых редукторов у восемнадцати отказ наступил вследствие усталостной поломки зуба колеса, а у двух — вследствие среза зубьев). В [26] выявлено, что редуктор работает при тяжелом режиме нагружения, что определяет параметры распределения случайной величины передаваемого крутящего момента в зубчатой передаче, необходимые для расчета ВБР. Зубья колёс редуктора цианированы.

Результаты расчетов зубчатой передачи редуктора в разработанном программном обеспечении (рис. 2) показывают, что ВБР по критерию изгибной выносливости колеса минимальная (85,013%), т.е. этот критерий наиболее уязвимый для данной передачи, что соответствует данным [26].

Для наглядности на рис. 3 представлены результаты расчетов ВБР по критерию изгибной выносливости для этой же передачи, но по общепринятой методике (функции плотности распределения представлены нормальным распределением) при различных вариантах учета силового перекоса в зацеплении. Как видно из рис. 3а, если принять силовой перекос равным 0 мкм, то передача показывает удовлетворительную надежность. При значении силового перекоса в 10 мкм (2') передача практически непригодна к эксплуатации. При переменном значении силового перекоса, функционально связанного с передаваемым крутящим моментом (силовой перекос в расчете изменялся от 0 до 12 мкм в зависимости от значения крутящего момента), ВБР увеличивается более чем на 25–30%. Результаты расчетов на рис. 3 подтверждают необходимость корректного учета силового перекоса, возникающего в зацеплении.

Питтинг

В [27] указано, что у шестерен первых двух ступеней трехступенчатого зубчатого редуктора механизма хода экскаватора ЭКГ-5А наблюдается обширный питтинг уже через три месяца эксплуатации экскаватора. Закон нагружения был принят как промежуточный между средним и тяжелым режимом, т.к. данный режим эксплуатации был установлен для карьерных машин в [1]. Зубья колес подвергнуты цементации.

Результаты расчетов ВБР (рис. 4) первой ступени редуктора механизма хода экскаватора при помощи разработанного программного обеспечения показывают, что наиболее вероятным отказом является питтинг шестерни (85,525%), что соответствует опытным данным из [27].

Отслаивание упрочненного слоя

В [28] решается проблема отказа коробки передач трактора в результате отслаивания цианированного слоя зубьев шестерни и колеса цилиндрической передачи, передающей крутящий момент от грузового к раздаточному валу (грузовая передача). Отслаивание упрочненного слоя возникало при ускоренных стендовых испытаниях коробки передач с замкнутым электрическим контуром в среднем после 192 часов. При стендовых испытаниях коробки передач принято использовать равновероятный закон распределения крутящего момента [2]. Интервал изменения крутящего момента в стендовых испытаниях указан в [28].

Результаты расчетов ВБР грузовой передачи коробки передач трактора (рис. 5) также показывают наиболее уязвимым прочностным критерием работоспособности передачи глубинную контактную выносливость зубьев шестерни (72,500%) и колеса (81,660%). Наибольшая вероятность отказа по критерию глубинной контактной выносливости наблюдается на глубине упрочненного слоя 0,2–0,25 мм как у шестерни, так и у колеса.

ВЫВОДЫ

1. Предложена методика расчета ВБР цилиндрических передач с поверхностно-упрочненными зубьями по критерию изгибной выносливости, в которой реализованы формулы расчета предела изгибной выносливости через параметры упрочненного слоя. Корректность применения формул подтверждена доступными экспериментальными данными.
2. Создано программное обеспечение для расчета ВБР поверхностно-упрочненных зубьев колес цилиндрических передач по трем прочностным критериям работоспособности (контактная выносливость, изгибная выносливость и глубинная контактная выносливость), учитывающая переменный характер силового перекоса в зацеплении зубьев при эксплуатации передачи.
3. Выполнена качественная валидация разработанного программного обеспечения по доступным данным отказов цилиндрических передач в результате потери усталостной прочностной поверхностно-упрочненных зубьев колес.
4. Выявлено, что результат расчетов ВБР чувствителен к способу учета силового перекоса в зацеплении зубьев колес. Так, при переменном значении силового перекоса в зацеплении, функционально связанном с величиной передаваемого крутящего момента, ВБР по критерию изгибной выносливости увеличилась на 25–30% относительно результатов расчетов ВБР при постоянном значении силового перекоса.

DOI: https://doi.org/10.17816/0321-4443-625954

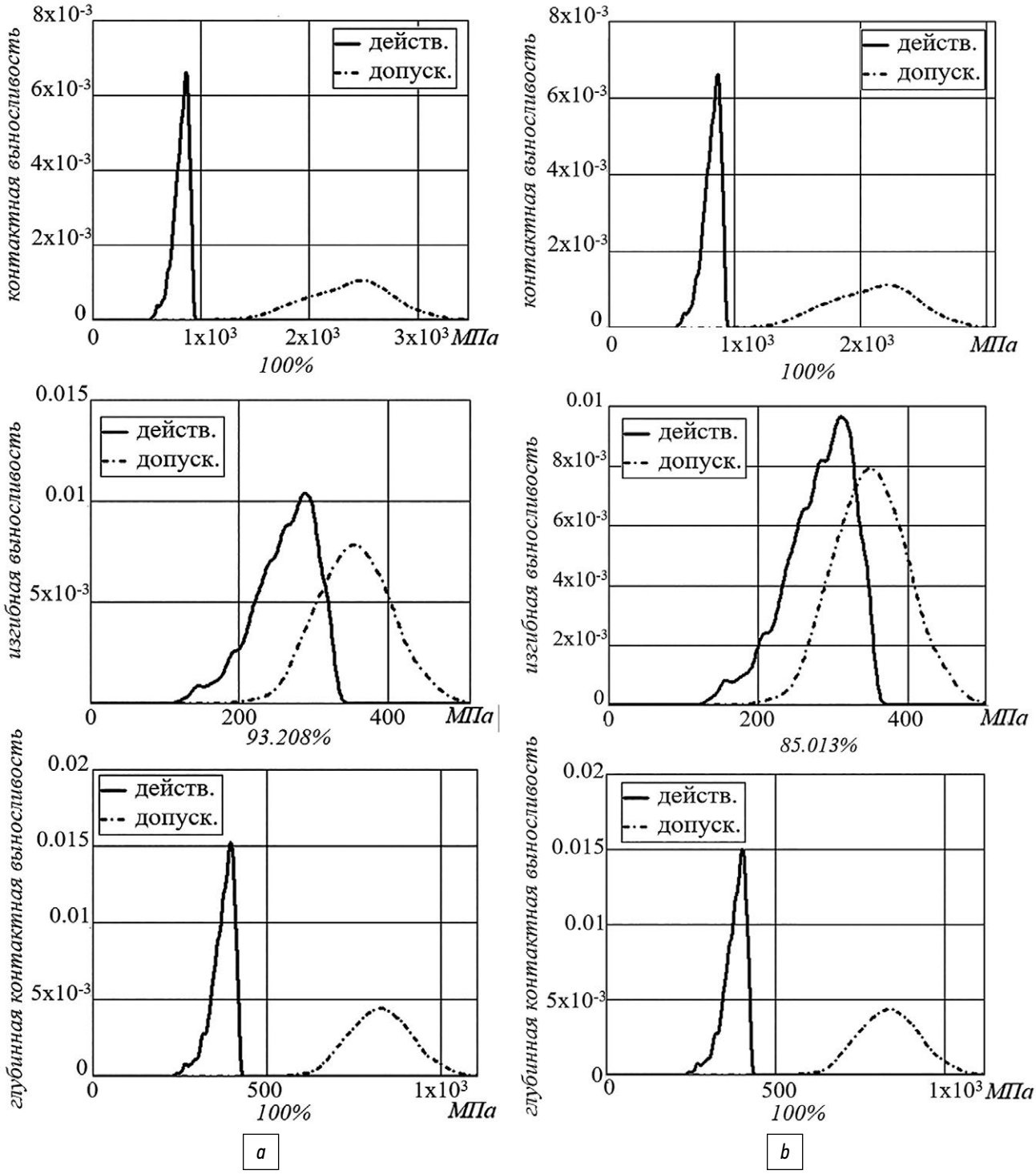

Рис. 2. Результаты расчетов ВБР зубчатой передачи редуктора верхнего привода буровой установки: *a*) шестерня; *b*) колесо.
Fig. 2. Results of calculation of the reliability function of the top drive gear of the drilling rig: *a*) pinion; *b*) wheel.

ДОПОЛНИТЕЛЬНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Вклад авторов. С.Ю. Лебедев — поиск публикаций по теме статьи, написание текста рукописи, редактирование текста рукописи, создание изображений; В.Н. Сызранцев — экспертная оценка, утверждение финальной версии. Авторы подтверждают соответствие своего авторства международным критериям *ICMJE* (все авторы внесли существенный вклад в разработку концепции, проведение исследования и подготовку статьи, прочли и одобрили финальную версию перед публикацией).

Конфликт интересов. Авторы декларируют отсутствие явных и потенциальных конфликтов интересов, связанных с публикацией настоящей статьи.

Источник финансирования. Авторы заявляют об отсутствии внешнего финансирования при проведении исследования.

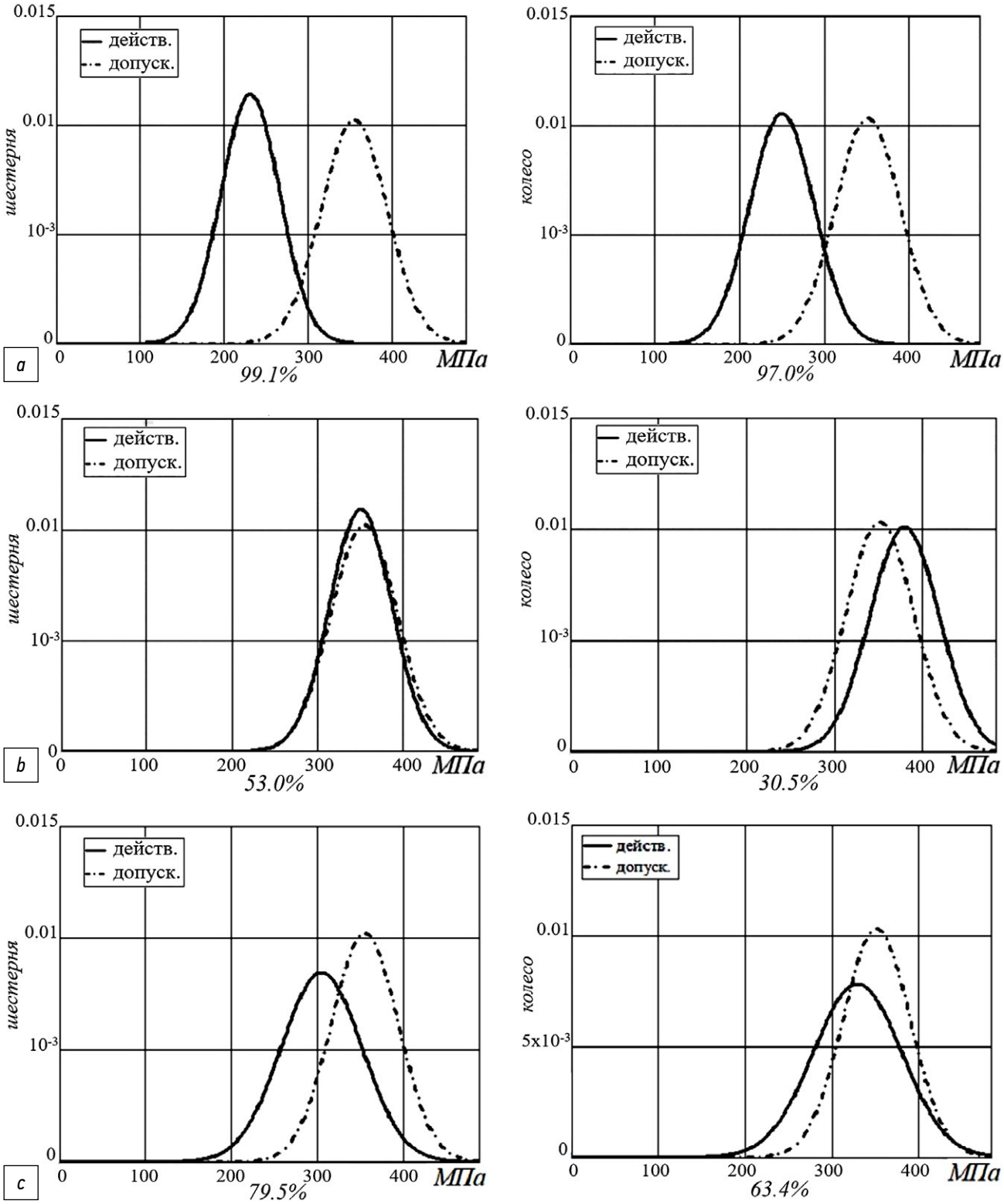

Рис. 3. Результаты расчетов ВБР зубчатой передачи редуктора верхнего привода буровой установки по критерию изгибной выносливости при силовом перекосе: *a*) 0 мкм; *b*) 10 мкм; *c*) переменное значение, функционально связанное с передаваемым крутящим моментом.

Fig. 3. Results of calculation of the reliability function of the top drive gear of the drilling rig according to the criterion of bending durability during force misalignment: *a*) 0 μm; *b*) 10 μm; *c*) the variable value, functionally related to the transmitted torque.

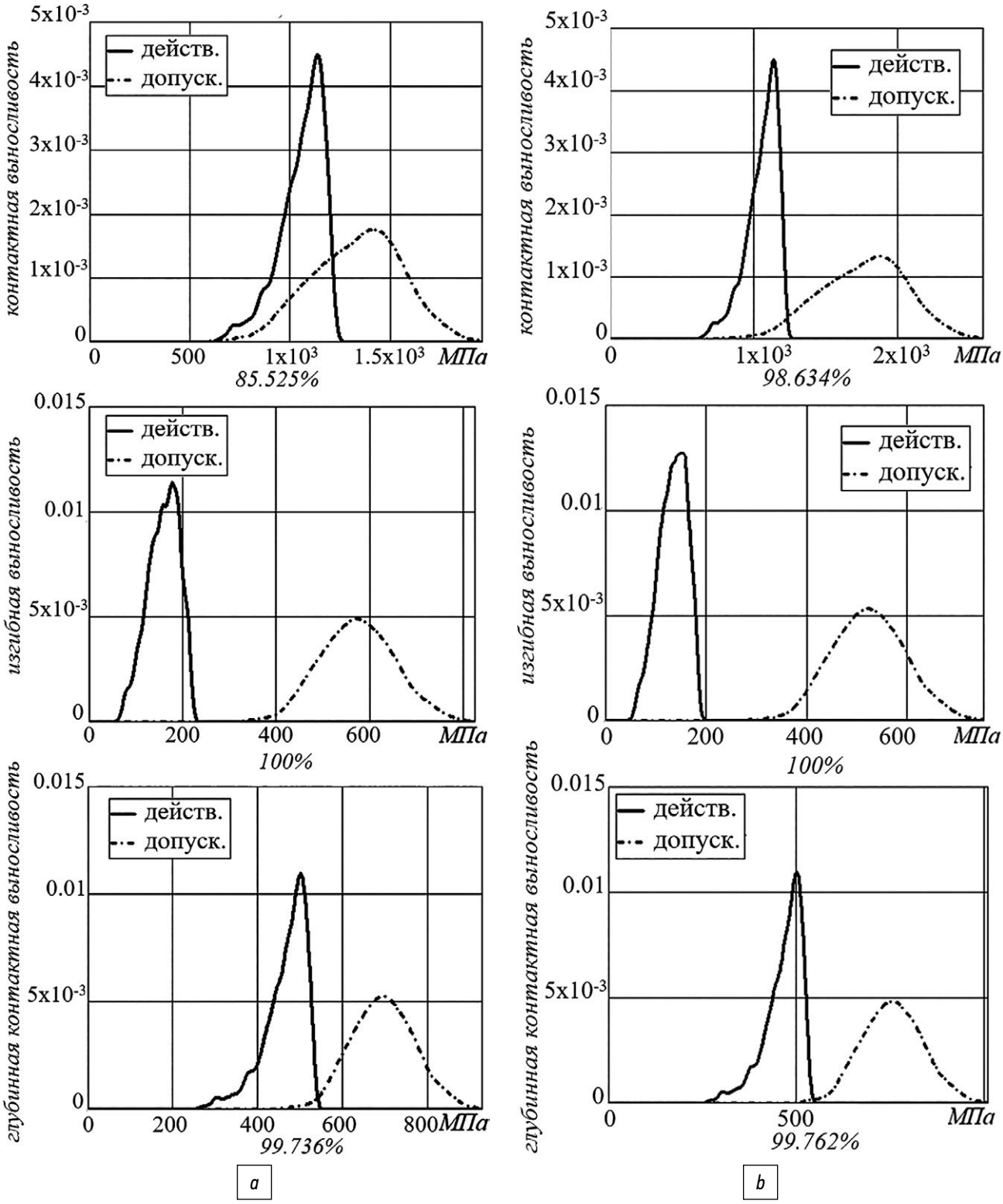

Рис. 4. Результаты расчетов ВБР первой ступени редуктора механизма хода экскаватора ЭКГ-5А: *a*) шестерня; *b*) колесо.
Fig. 4. Results of calculation of the reliability function of the first gear of the driving mechanism reducer of the EKG-5A excavator: *a*) pinion; *b*) wheel.

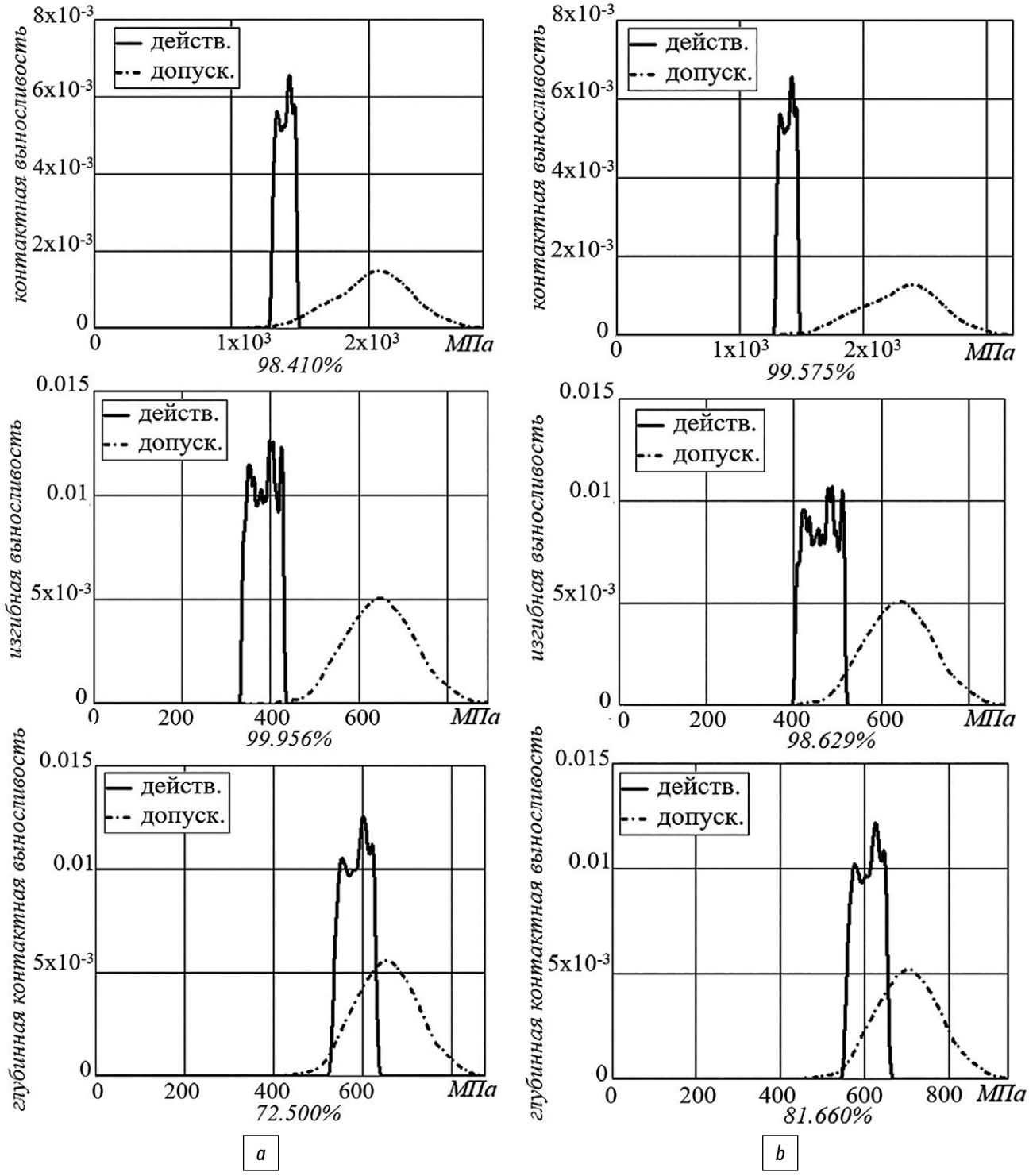

Рис. 5. Результаты расчетов ВБР грузовой передачи коробки передач трактора: *a*) шестерня; *b*) колесо.
Fig. 5. Results of calculation of the reliability function of the cargo gear of the tractor gearbox: *a*) pinion; *b*) wheel.

ADDITIONAL INFORMATION

Authors' contribution. S. Yu. Lebedev — search for publications on the topic of the article, writing the text of the manuscript, editing the text of the manuscript, creating images; V.N. Syzrantsev — expert opinion, approval of the final version. Authors confirm the compliance of their authorship with the ICMJE international criteria. All authors made a substantial contribution to the conception of the work, acquisition, analysis, interpretation of data for the work, drafting and revising the work, final approval of the version to be published and agree to be accountable for all aspects of the work.

Competing interests. The authors declare that they have no competing interests.

Funding source. This study was not supported by any external sources of funding.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Руденко С.П., Валько А.Л. Контактная усталость зубчатых колес трансмиссий энергонасыщенных машин. Минск: Белорусская наука, 2014.

2. ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные. Расчет на прочность. Москва: Изд-во стандартов, 1988.

3. ISO 6336-2:2019. Calculation of load capacity of spur and helical gears — Part 2: Calculation of surface durability (pitting). Switzerland: ISO, 2019.

4. Zhu C., Chen Sh., Liu H., et al. Dynamic analysis of the drive train of a wind turbine based upon the measured load spectrum // Journal of Mechanical Science and Technology. 2014. Vol. 28 (6). С. 2033–2040. doi: 10.1007/s12206-014-0403-0

5. Syzrantseva K., Syzrantsev V. Determination of Parameters of Endurance Limit Distribution Law of Material by the Methods of Nonparametric Statistics and Kinetic Theory of High-Cycle Fatigue // Key Engineering Materials. 2017. Vol. 736. С. 52–57.

6. Cameron Z.A., Krantz T.L. Statistical distribution of gear surface fatigue lives at high reliability // International Journal of Fatigue. 2023. Vol. 167. Part B. P. 107350. doi: 10.1016/j.ijfatigue.2022.107350

7. Babichev D.T., Lebedev S.Y., Babichev D.A. Theoretical fundamentals of spur and helical gear synthesis based on assignment of meshing lines at face section // International Review of Mechanical Engineering (IREME). 2018. Vol. 12. № 9. P. 762–770.

8. Нахатакян Ф.Г., Плеханов Ф.И. Исследование напряженно-деформированного состояния зубьев колес // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2021. № 4. С. 10–17. doi: 10.31857/S023571192104009X

9. ISO 6336-3:2019. Calculation of load capacity of spur and helical gears — Part 3: Calculation of tooth bending strength. Switzerland: ISO, 2019.

10. Руденко С.П., Валько А.Л. Определение параметров химико-термической обработки высоконапряженных зубчатых колес на основе расчетных моделей // Упрочняющие технологии и покрытия. 2018. Т. 14, № 8(164). С. 353–358.

11. Тескер Е.И. Современные методы расчета и повышения несущей способности поверхностно-упрочненных зубчатых передач трансмиссий и приводов. Москва: Машиностроение, 2011.

12. MackAldener M., Olsson M. Tooth Interior Fatigue Fracture — computational and material aspects // International Journal of Fatigue. 2001. № 23. С. 329–340.

13. Dang Van K., Griveau B., Message O. On a new multiaxial fatigue limit criterion: Theory and application // Biaxial and Multiaxial Fatigue. 1989. EGF 3. С. 459–478.

14. Karolczuk A.A, Macha E. Review of Critical Plane Orientations in Multiaxial Fatigue Failure Criteria of Metallic Materials // Int. J. Fract. 2005. № 134. С. 267–304.

15. He H., Liu H., Zhu C., Tang J. Study on the gear fatigue behavior considering the effect of residual stress based on the continuum damage approach // Engineering Failure Analysis. 2019. № 104. С. 531–544.

16. ISO/TS 6336-4. Calculation of Load Capacity of Spur and Helical Gears – Part. 4: Calculation of Tooth Flank Fracture Load Capacity. Geneva: ISO, 2019.

17. Короткин В.И., Онишков Н.П. К оценке контактно-усталостной долговечности химико-термоупрочненных зубчатых колёс // Вестник ДонГТУ. 2017. № 3(90). С. 5–13.

18. Писаренко Г.С., Лебедев А.А. Деформирование и прочность материалов при сложном напряженном состоянии. Киев: Наукова думка, 1976.

19. Фудзита К., Иосида А. Влияние глубины цементованного слоя и относительного радиуса кривизны на долговечность при контактной усталости цементованного ролика из хромомолибденовой стали // Конструирование и технология машиностроения. 1981. № 2. С. 115–124.

20. Филипович С.И., Кравчук В.С., Литвинов А.М. Оценка циклостойкости поверхностно-упрочнённых зубьев // Детали машин: Респ. межвед. науч.-техн. сб. 1989. Вып. 48. С. 30–34.

21. Olsson E., Olander A., Öberg M. Fatigue of gears in the finite life regime — Experiments and probabilistic modelling // Engineering Failure Analysis. 2016. № 62. С. 276–286.

22. Лебедев С.Ю. Анализ методик расчета глубинной контактной выносливости // Омский научный вестник. 2022. № 2(182). С. 43–47. doi: 10.25206/1813-8225-2022-182-43-47

23. Лебедев С.Ю., Сызранцев В.Н., Михайлова М.Н. Оценка точности функций твердости упрочненного слоя рабочих поверхностей зубчатых передач // Вестник ИжГТУ им. М.Т. Калашникова. 2022. Т. 25, № 2. С. 14–22. doi: 10.22213/2413-1172-2022-2-14-22

24. Лебедев С.Ю., Сызранцев В.Н. Вероятность безотказной работы зубчатых цилиндрических передач: глубинная контактная выносливость // Вестник ЮУРГУ. Серия: Машиностроение. 2022. Т. 22, № 2. С. 20–32. doi: 10.14529/engin220202

25. Свидетельство о гос. регистрации программы для ЭВМ РФ № 2022660757 / 08.06.2022 Сызранцев В.Н., Лебедев С.Ю., Сызранцева К.В. Проверочный расчёт цилиндрических передач. EDN: TDJHSF

26. Лобачев А.А., Исследование нагруженности элементов редуктора системы верхнего привода. дисс ... канд. тех. наук. Санкт-Петербург, 2017.

27. Большакова, М.Ю. Исследование влияния состава и структуры упрочненного поверхностного слоя на долговечность тяжелонагруженных зубчатых колёс. дисс ... канд. тех. наук. Пермь, 2011.

28. Зубарев Н.И., Игдалов М.П. Оптимизация качественных параметров зацепления зубчатой передачи // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 1989. № 2. С. 41–42.

REFERENCES

1. Rudenko SP, Valko AL. *Contact fatigue of transmission gears of energy-rich machines.* Minsk: Belorusskaya Nauka, 2014. (In Russ).

2. GOST 21354-87. *Cylindrical involute gear transmissions. Strength calculation.* Moscow: Izd-vo standartov, 1988. (In Russ).

3. ISO 6336-2:2019. Calculation of load capacity of spur and helical gears — Part 2: Calculation of surface durability (pitting). Switzerland: ISO, 2019.
4. Zhu C, Chen Sh, Liu H. Dynamic analysis of the drive train of a wind turbine based upon the measured load spectrum. *Journal of Mechanical Science and Technology.* 2014;28(6):2033–2040. doi: 10.1007/s12206-014-0403-0
5. Syzrantseva K, Syzrantsev V. Determination of Parameters of Endurance Limit Distribution Law of Material by the Methods of Nonparametric Statistics and Kinetic Theory of High-Cycle Fatigue. *Key Engineering Materials.* 2017;736:52–57.
6. Cameron ZA, Krantz TL. Statistical distribution of gear surface fatigue lives at high reliability. *International Journal of Fatigue.* 2023;167:107350. doi: 10.1016/j.ijfatigue.2022.107350
7. Babichev DT, Lebedev SY, Babichev DA. Theoretical fundamentals of spur and helical gear synthesis based on assignment of meshing lines at face section. *International Review of Mechanical Engineering (IREME).* 2018;12(9):762–770.
8. Nakhatakyan FG, Plekhanov FI. Study of the stress-strain state of wheel teeth. *Problemy mashinostroenija i nadezhnosti mashin.* 2021;4:10–17. (In Russ). doi: 10.31857/S023571192104009X
9. ISO 6336-3:2019. Calculation of load capacity of spur and helical gears — Part 3: Calcula-tion of tooth bending strength. Switzerland: ISO, 2019.
10. Rudenko SP, Valko AL. Determination of parameters of chemical-thermal treatment of high-stress gears based on calculation models. *Uprochnjajushhie tehnologii i pokrytija.* 2018;14,8(164):353–358. (In Russ).
11. Tesker EI. *Modern methods for calculating and increasing the bearing capacity of surface-hardened gears of transmissions and drives.* Moscow: Mashinostroenie, 2011. (In Russ).
12. MackAldener M, Olsson M. Tooth Interior Fatigue Fracture — computational and material aspects. *International Journal of Fatigue.* 2001;23:329–340.
13. Dang Van K, Griveau B, Message O. On a new multiaxial fatigue limit criterion: Theory and application. *Biaxial and Multiaxial Fatigue.* 1989;EGF3:459–478.
14. Karolczuk A, Macha E. A Review of Critical Plane Orientations in Multiaxial Fatigue Failure Criteria of Metallic Materials. *International Journal Fracture.* 2005;134:267–304.
15. He H, Liu H, Zhu C, Tang J. Study on the gear fatigue behavior considering the effect of residual stress based on the continuum damage approach. *Engineering Failure Analisys.* 2019;104:531–544.
16. ISO/TS 6336-4. Calculation of Load Capacity of Spur and Helical Gears — Part. 4: Calculation of Tooth Flank Fracture Load Capacity. ISO: Geneva, Switzerland, 2019.
17. Onishkov NP, Korotkin VI. To assess the contact-fatigue durability of chemical-thermal-strengthened gears. *Vestnik DonSTU.* 2017;3(90):5–13. (In Russ).
18. Pisarenko GS, Lebedev AA. *Deformation and strength of materials under complex stress conditions. Academy of Sciences of the Ukrainian SSR: Institute of Strength Problems.* Kyiv: Naukova Dumka Publishing House, 1976. (In Russ).
19. Fujita K, Yoshida A. The influence of the depth of the cemented layer and the relative radius of curvature on the durability during contact fatigue of a cemented roller made of chrome-molybdenum steel. *Design and technology of mechanical engineering.* 1981;2:115–124. (In Russ).
20. Filipovich SI, Kravchuk VS, Litvinov AM. Assessment of the cycle resistance of surface-hardened teeth. *Machine parts: Rep. interdepartmental scientific-technical Sat.* 1989;48:30–34. (In Russ).
21. Olsson E, Olander A, Öberg M. Fatigue of gears in the finite life regime — Experiments and probabilistic modelling. *Engineering Failure Analysis.* 2016;62:276–286.
22. Lebedev SYu. Analysis of methods for calculating tooth interior fatigue fracture. *Omskiy Nauchnyy Vestnik.* 2022;2(182);43–47. (In Russ). doi: 10.25206/1813-8225-2022-182-43-47
23. Lebedev SYu, Syzrantsev VN, Mikhailova MN. Hardening Gradient Accuracy of Contact Surfaces of Gears. *Vestnik IzhGTU imeni M.T. Kalashnikova.* 2022;25(2):14–22. (In Russ.). doi: 10.22213/2413-1172-2022-2-14-22
24. Lebedev SYu, Syzrantsev VN. Probability of failure-free operation of spur gears: tooth interior fatigue fracture. *Bulletin of the South Ural State University. Series: Engineering.* 2022;22(2):20–32. (In Russ). doi: 10.14529/engin220202
25. Patent RUS № 2022660757. Lebedev SYu, Syzrantsev VN, Syzrantseva KV. Proverochnyj raschet cilindricheskih peredach. (In Russ). EDN: TDJHSF
26. Lobachev AA. Issledovanie nagruzhennosti jelementov reduktora sistemy verhnego privoda [dissertation]. Saint Petersburg; 2017. (In Russ).
27. Bol'shakova, MJu. *Issledovanie vlijanija sostava i struktury uprochnennogo poverhnost-nogo sloja na dolgovechnost' tjazhelonagruzhennyh zubchatyh koles* [dissertation]. Perm', 2011. (In Russ).
28. Zubarev NI, Igdalov MP. Optimization of quality parameters of gear. *Traktory i sel'skohozjajstvennye mashiny.* 1989;2:41–42. (In Russ).

ОБ АВТОРАХ

*** Лебедев Сергей Юрьевич,**
канд. техн. наук,
старший преподаватель кафедры «Прикладная механика»
институт транспорта;
адрес: Российская Федерация, 625039, Тюмень,
ул. Мельникайте, д. 72;
ORCID: 0000-0001-7611-6884;
eLibrary SPIN: 2796-5970;
e-mail: lebedevsergey1995@gmail.com

AUTHORS' INFO

*** Sergey Yu. Lebedev,**
Cand. Sci. (Engineering),
Senior Lecturer of the Applied Mechanics Department
at the Institute of Transport;
address: 72 Melnikaite street, 625039 Tyumen, Russian Federation;
ORCID: 0000-0001-7611-6884;
eLibrary SPIN: 2796-5970;
e-mail: lebedevsergey1995@gmail.com

Сызранцев Владимир Николаевич,
заслуженный деятель науки РФ, профессор, д-р техн. наук,
профессор кафедры «Машины и оборудование нефтяной
и газовой промышленности» института геологии
и нефтегазодобычи;
ORCID: 0000-0002-1422-4799;
eLibrary SPIN: 5665-5454;
e-mail: syzrantsevvn@tyuiu.ru

Vladimir N. Syzrantsev,
Honored Scientist of the Russian Federation,
Professor, Dr. Sci. (Engineering),
Professor of the Machinery and Equipment for the Oil
and Gas Industry Department at the Institute of Geology
and Oil and Gas Production;
ORCID: 0000-0002-1422-4799;
eLibrary SPIN: 5665-5454;
e-mail: syzrantsevvn@tyuiu.ru

* Автор, ответственный за переписку / Corresponding author