



# ДИНАМИКА, ПРОЧНОСТЬ МАШИН И КОНСТРУКЦИЙ

УДК 621.833

Н.Н. ИШИН, д-р техн. наук, доц.  
начальник научно-технического центра «Карьерная техника»<sup>1</sup>  
E-mail: ishin@oim.by

А.М. ГОМАН, канд. техн. наук, доц.  
начальник отдела динамического анализа и вибродиагностики машин<sup>1</sup>  
E-mail: arcady.mih@tut.by

А.С. СКОРОХОДОВ, канд. техн. наук  
ведущий научный сотрудник отдела динамического анализа и вибродиагностики машин<sup>1</sup>  
E-mail: skanst@yandex.ru

М.К. НАТУРЬЕВА  
научный сотрудник отдела динамического анализа и вибродиагностики машин<sup>1</sup>  
E-mail: bats@ncrmm.bas-net.by

Ю.А. ДАКАЛО  
аспирант<sup>1</sup>  
E-mail: d.jurik@mail.ru

<sup>1</sup>Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск, Республика Беларусь

Поступила в редакцию 09.04.2021.

## МЕТОД ОЦЕНКИ ОСТАТОЧНОГО РЕСУРСА ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ В МЕЖРЕМОНТНЫЙ ПЕРИОД

*Целью работы является создание расчетно-экспериментального метода эксплуатационной оценки остаточного ресурса прямозубых передач технически сложных изделий (ТСИ) в межремонтный период путем проведения периодического вибрационного контроля. Предлагаемый метод базируется на основных положениях теории вибрационно-импульсного диагностирования зубчатых передач, разработанной в Объединенном институте машиностроения НАН Беларуси. При этом определение текущего значения величины коэффициента  $K_v$ , учитывающего внутреннюю динамическую нагрузку в зацеплении каждой передачи, и изменение его во время эксплуатации проводится на основе анализа временных реализаций виброускорений. Основными критериями работоспособности принимаются контактная и изгибная выносливость зубьев. Приведен пример оценки остаточного ресурса зубчатой пары, лимитирующей надежность двухрядного планетарного редуктора мотор-колеса (РМК) большегрузного самосвала. Предложенный метод позволяет на любой стадии эксплуатации зубчатого механизма оценить остаточный ресурс его передач, выявить наиболее «слабые» звенья, определить вероятность отказа объекта, минимизировать риск возникновения аварийных ситуаций, оптимизировать графики технического обслуживания, увеличить межремонтную наработку. Таким образом, обеспечивается возможность организовать высокоэффективный мониторинг лимитирующей надежности узлов ТСИ в процессе эксплуатации и переход от планово-предупредительного обслуживания машин к обслуживанию по фактическому состоянию.*

**Ключевые слова:** зубчатая передача, техническое состояние в эксплуатации, межремонтный период, внутренняя динамическая нагрузка в зацеплении, контактная выносливость, изгибная выносливость, вибромониторинг, остаточный ресурс

DOI: <https://doi.org/10.46864/1995-0470-2021-2-55-5-17>

**Введение.** Технически сложные изделия, к которым относятся и современная мобильная техника, не могут обойтись без технического обслуживания и ремонта (ТОиР), являющихся неотъемлемыми этапами процесса их эксплуатации. Наиболее ответственными элементами трансмиссионных узлов (бортовые передачи, редукторы мотор-колес, коробки передач, мультипликаторы и др.) автотракторной техники, часто лимитирующими ее надежность, качественные и эксплуатационные характеристики, являются зубчатые передачи. К примеру, анализ эксплуатационных карт, проведенный на Полтавском горно-вспомогательном комбинате для 24 редукторов мотор-колес 12 карьерных самосвалов БЕЛАЗ-75131 показал, что РМК выходят из строя в 63 % случаев по причине неисправности зубчатых колес, 15 % — подшипников, 22 % — корпусов. Наибольший процент поломок приходится на зубчатые колеса: сателлиты 1-го и 2-го рядов; коронные и солнечные шестерни. Большой разброс в наработке на отказ узлов и элементов РМК приводит к затруднениям с организацией работ по поддержанию машин в работоспособном состоянии. Устранение отказов и восстановление работоспособности как при выполнении плановых технических обслуживаний, так и при аварийных ремонтах, вызывает простой машин, влияющий на коэффициент технической готовности самосвалов и рентабельность автотранспортного предприятия. Поэтому сервисные службы таких предприятий заинтересованы в достоверной информации о величине остаточного ресурса (в км пробега или часах наработки) наиболее критичных элементов и узлов трансмиссии, поскольку такая информация позволяет заблаговременно приобрести запасные части и провести ТОиР, исключив таким образом непредвиденные простои техники, а значит, и потери прибыли.

В настоящее время чаще всего применяются два подхода к планированию объема работ по техническому обслуживанию и ремонту: система планово-предупредительного ремонта (ППР) и ремонт по техническому состоянию. Их принципиальное отличие заключается в том, что именно является основанием для ремонта, сроков и объемов работ. В системе ППР таким основанием является наработка оборудования, а при ремонте по техническому состоянию — техническое состояние (ТС) объекта эксплуатации или его составных частей [1]. Значительный опыт применения ТО по фактическому состоянию позволяет прогнозировать снижение затрат на обслуживание до 75 %, снижение количества обслуживаний на 50 % по сравнению с ППР [2].

Анализ повреждаемости зубчатых передач показывает, что основной причиной выхода их из строя являются высокие динамические нагрузки, обуславливающие интенсивный износ, питтинг и выламывание зубьев зубчатых колес. Именно

в поверхностных слоях зубьев происходит первичное накопление различных объемных и структурных повреждений, способствующих интенсивному изнашиванию и развитию явлений контактной усталости, что резко снижает несущую способность всего изделия в целом. Все это необходимо тщательно учитывать при определении ресурса работы деталей, испытывающих во время эксплуатации различные динамические воздействия [3]. Однако используемая в настоящее время методика, позволяющая произвести расчет остаточного ресурса зубчатой передачи с учетом внутренней динамической нагрузки в зацеплении [4], не учитывает ее изменения в процессе эксплуатации. Кроме того, использование при оценке остаточного ресурса находящихся в эксплуатации зубчатых колес расчетных зависимостей, применяемых при проектировании передач, путем введения поправочных коэффициентов, является лишь частичным и далеко не полным решением данного вопроса, так как при этом не учитывается большое многообразие факторов, влияющих на изгибную и контактную выносливость изношенных зубьев, не учитывается изменение этих факторов во времени [5]. С другой стороны, ТО на основе фактического состояния требует как наличия точных значений изменения показателей этого состояния в процессе эксплуатации передач [6, 7], так и методик определения по этим показателям остаточного ресурса зубчатых пар.

В эксплуатации ресурс зубчатой передачи обычно оценивают по степени износа или поврежденности рабочей поверхности зуба [8]. Как показывают расчеты, отсутствие учета изменения контактных напряжений в процессе эксплуатации зубчатых колес в большинстве случаев приводит к завышению расчетных значений величины износа зубьев по сравнению с реальными и может достигать 33–40 % [9].

Анализ публикаций, посвященных эксплуатационной оценке технического состояния приводных механизмов на основе зубчатых передач, а также методам и средствам прогнозирования остаточного ресурса трансмиссионных систем, показывает, что из существующих методов (прогнозирование ресурса по величине массы частиц износа в масле, потере КПД, изменению рабочей температуры наиболее нагруженных узлов, люфтометрии и др.) наиболее перспективными являются методы безразборного контроля динамических характеристик приводных механизмов путем постоянного или периодического мониторинга их вибрационных параметров. В настоящее время большинство из известных методик оценки технического состояния и прогнозирования остаточного ресурса редукторов по вибрационным характеристикам базируются на применении метода экстраполяции ретроспективных данных о состоянии объекта [10, 11].

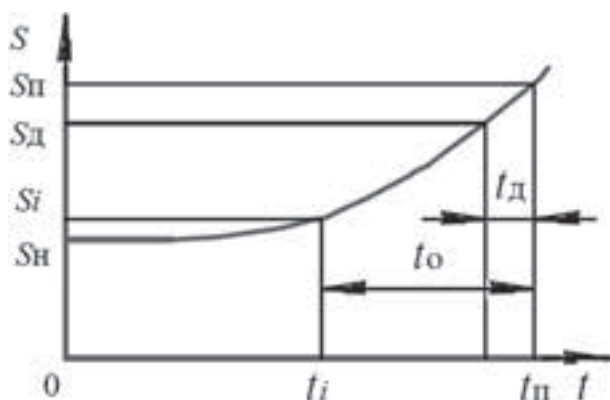


Рисунок 1 — Зависимость диагностического параметра от наработки [12]:  $S_t, S_n, S_d, S_n$  — текущее, номинальное, допустимое нормативное и предельное значения диагностического параметра;  $t_i, t_o, t_n$  — текущий, остаточный и полный ресурсы соответственно;  $t_d$  — установленная периодичность диагностирования

Figure 1 — Dependence of a diagnostic parameter on operating time [12]:  $S_t, S_n, S_d, S_n$  — current, nominal, permissible standard and limit values of the diagnostic parameter;  $t_i, t_o, t_n$  — current, residual and full life respectively;  $t_d$  — established frequency of diagnostics

Например, при прогнозировании остаточного ресурса трансмиссии автомобиля изменение диагностического параметра по наработке с достаточной степенью точности может быть описано степенной функцией [12] (рисунок 1):

$$S = S_n + v t^\alpha,$$

где  $S_n$  — номинальное значение диагностического параметра;  $v$  — значения интенсивности изменения диагностического параметра по наработке;  $t$  — наработка изделия;  $\alpha$  — показатель степени зависимости диагностического параметра  $S$  от наработки  $t$ .

Необходимо также учитывать, что если в условия моделирования заложена одинаковая износостойкость материалов колес, интенсивность изнашивания зубьев шестерни  $I_1$  и колеса  $I_2$  не равны [3], так как шестерня изнашивается быстрее, чем колесо в пропорции, равной передаточному отношению (рисунок 2):

$$I_1 = KP V_1; \quad I_2 = K \frac{1}{u} P V_2,$$

где  $K$  — коэффициент, характеризующий условия работы передачи и износостойкие свойства мате-

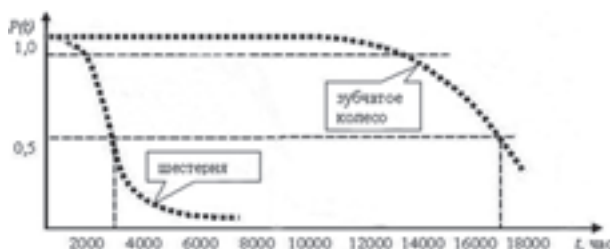


Рисунок 2 — Зависимость вероятности безотказной работы cementованных зубчатых сопряжений по критерию достижения предельного износа от времени эксплуатации [13]  
Figure 2 — Dependence of the probability of failure-free operation of cemented gear joints according to the criterion of achieving the maximum wear on the operating time [13]

риалов взаимодействующих колес;  $P$  — нагрузка;  $V_{1,2}$  — удельное скольжение зубьев шестерни и колеса;  $u$  — передаточное число.

Оценить остаточный ресурс зубчатых передач и подшипниковых узлов новых редукторов в процессе эксплуатации можно, применяя метод вибрационно-импульсного диагностирования, разработанный и апробированный в Объединенном институте машиностроения НАН Беларуси. Однако при проведении ремонта, как правило, только неисправные детали меняются на новые, в то время как другие остаются функционировать с частично выработанным ресурсом, при этом могут измениться и вибрационные характеристики редуктора. Поэтому при эксплуатационной диагностике привода возникает проблема послеремонтной оценки влияния новых элементов на ресурсные показатели каждой из зубчатых передач и редуктора в целом. При этом необходимо иметь в виду, что частые переборки также способствуют повышенному изнашиванию сопряженных поверхностей за счет новой приработки, появлению повреждений соединений, нарушению герметичности корпуса. Кроме того, большие объемы ремонтных воздействий приводят к значительным потерям трудовых и материальных ресурсов. В этой связи вероятность отказа отдельных элементов и узлов привода и их регламентированные сроки службы должны определяться с учетом периодичности ремонтов, принятой для каждой конкретной технической системы [13].

**Постановка проблемы.** Обзор современного состояния вопроса оценки остаточного ресурса зубчатых передач показывает, что только индивидуальный подход к оценке состояния и прогнозирования возможных отказов каждого из зубчатых колес позволит повысить надежность редукторного узла на основе своевременных профилактических мероприятий. При этом соотношение между накопленным износом с начала эксплуатации и допустимым износом по техническим условиям позволяет прогнозировать остаточный ресурс и возможный момент наступления отказа деталей. В свою очередь, для технических систем с длительными сроками эксплуатации, оценка остаточного ресурса системы и установление на этой основе времени ее безотказной работы обеспечивает возможность разработки наиболее эффективного регламента технического обслуживания и ремонта редукторов по результатам виброконтроля и мониторинга их технического состояния. Это позволит минимизировать риски возникновения аварийных ситуаций, оптимизировать графики технического обслуживания, увеличить межремонтную наработку и обеспечивать управление безопасностью. Кроме того, при индивидуальном подходе к прогнозированию времени отказа зубчатых колес передачи, могут быть своевременно заготовлены необходимые запасные части, что также будет способствовать сокращению продолжительности

простая техники в ремонте. Применение таких методов позволит перейти от плано-предупредительной системы обслуживания техники к обслуживанию по ее фактическому состоянию, повысить коэффициент технической готовности автопарка, значительно сократить расходы на ремонт машин.

В работе [14] авторами получены аналитические зависимости, устанавливающие взаимосвязь между параметрами вибраций на подшипниковом узле зубчатого механизма и нагруженностью зубчатого зацепления передачи, которые позволяют по результатам замеров величины виброимпульсов оценить уровень нагруженности и контактные напряжения в зубчатом зацеплении [15]. На этой основе разработан метод прогнозирования расхода ресурса передач в эксплуатации [16]. Однако, как уже упоминалось выше, при проведении ремонта зубчатого механизма с заменой изношенных или поврежденных зубчатых колес на новые могут измениться условия работы и перераспределение нагрузок между звеньями механизма. Отсюда возникает вопрос, как оценить влияние на ресурс новых оставшихся элементов, каким образом изменится ресурс редуктора в целом и как его определить.

Ниже изложен расчетно-экспериментальный метод оценки остаточного ресурса зубчатых передач на любой стадии эксплуатации, сущность которого заключается в определении по результатам периодического вибромониторинга коэффициента динамической составляющей нагрузки в зацеплении каждой передачи и последующего перерасчета их остаточного ресурса с выявлением зубчатой передачи с наименьшим остаточным ресурсом, лимитирующей ресурс привода в целом.

**Расчетно-экспериментальный метод оценки остаточного ресурса зубчатой передачи в межремонтный период. Основные положения.** Зубчатая передача является трехзвенным механизмом, в котором два подвижных звена являются зубчатыми колесами, образующими с неподвижным звеном вращательную или поступательную пару [17]. Ведущее колесо называется шестерней, ведомое — колесом.

Метод прогнозирования остаточного ресурса зубчатых передач основан на периодическом вибромониторинге их технического состояния в процессе эксплуатации. При этом из временных реализаций виброускорений определяется максимальное значение (пиковое) виброускорения для расчета текущей величины коэффициента  $K_v$ , учитывающего внутреннюю динамическую нагрузку в зацеплении зубчатой передачи. Между величиной внутренней динамической нагрузки и значениями виброускорений (в  $m/c^2$ ) существует линейная зависимость. Следовательно, с ростом виброускорений пропорционально возрастает коэффициент динамичности  $K_v$  [18].

Обработка результатов измерений виброускорений зубчатой передачи для формирования набора реализаций виброускорений валов шестерни и колеса основана на применении алгоритма синхронного усреднения [18]. Для каждого вала зубчатой передачи по соответствующей ей усредненной реализации виброускорений вычисляется среднее квадратическое значение (СКЗ) виброускорений.

При расчете остаточного ресурса зубчатых передач принимается, что основными критериями их работоспособности являются контактная и изгибная выносливость зубьев.

**Прогнозирование остаточного ресурса зубчатой передачи в доремонтный период.** Расчет величин контактного и изгибного напряжений зубчатой передачи на начальной стадии эксплуатации. На начальной стадии эксплуатации значение коэффициента динамичности  $K_{v0}$  зубчатой передачи определяется расчетным способом либо экспериментально на стадии обкатки [18, 19].

Посредством таблиц допусков для зубчатой передачи вычисляется наибольшая вероятностная разность между наибольшим основным шагом одного зубчатого колеса и наименьшим другого.

В рассматриваемых ниже формулах используются индексы, относящиеся:  $H$  — к расчетам зубьев на контактную прочность;  $F$  — к изгибной прочности; 1 — к шестерне; 2 — к зубчатому колесу.

Для оценки величины внутренней динамической нагрузки  $F_{\max 0}$  в начальной стадии эксплуатации используется модифицированная полуэмпирическая формула [19]:

$$F_{\max 0} = \delta_H \sqrt{(\Delta_0 + \delta_c)} V b_w \sqrt{\frac{a_w}{u}},$$

где  $\delta_H$  — коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи;  $\Delta_0$  — разность основных шагов, входящих в зацепление сопрягаемых зубьев (определяемые погрешностью изготовления);  $\delta_c$  — деформации пары зубьев, находящейся в зацеплении до момента кромочного удара;  $b_w$  — ширина венца зубчатой передачи;  $V$  — окружная скорость вращения колеса;  $a_w$  — межосевое расстояние.

Расчетное контактное напряжение определяется по формуле [4]:

$$\sigma_{H0} = Z_E Z_H Z_\epsilon \sqrt{\frac{F_t}{b_w d_1} \frac{u+1}{u}}, \quad (1)$$

где  $Z_E$  — коэффициент, учитывающий материалы сопряженных зубчатых колес;  $Z_H$  — коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления;  $Z_\epsilon$  — коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий;  $F_t$  — окружная сила на делительном цилиндре;  $d_1$  — делительный диаметр шестерни.

Коэффициент внутренней динамической нагрузки на начальной стадии эксплуатации:

$$K_{HV0} = 1 + F_{\max 0} / F_t. \quad (2)$$

Коэффициент нагрузки  $K_{H0}$  на начальной стадии эксплуатации:

$$K_{H0} = K_A K_{HV0} K_{H\beta} K_{H\alpha}, \quad (3)$$

где  $K_A$  — коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку;  $K_{H\beta}$  — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий;  $K_{H\alpha}$  — коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями.

Расчетное значение контактного напряжения на начальной стадии эксплуатации зубчатой передачи:

$$\sigma_H^0 = \sigma_{H0} \sqrt{K_{H0}}. \quad (4)$$

Следует отметить, что расчетные контактные напряжения имеют одинаковые значения для зубьев шестерни и колеса зубчатой передачи.

Расчетные изгибные напряжения зубьев шестерни и колеса определяются по формуле [4]:

$$\sigma_{F1,2}^0 = \frac{F_t}{b_w m} K_{F0} Y_{FS1,2} Y_\beta Y_\epsilon, \quad (5)$$

где  $K_{F0}$  — коэффициент нагрузки на начальной стадии эксплуатации;  $Y_{FS1,2}$  — коэффициенты, учитывающие влияние формы зубьев шестерни и колеса и концентрацию напряжений;  $Y_\beta$  — коэффициент, учитывающий влияние наклона зуба;  $Y_\epsilon$  — коэффициент, учитывающий влияние перекрытия зубьев.

Коэффициент нагрузки  $K_{F0}$  на начальной стадии эксплуатации:

$$K_{F0} = K_A K_{FV0} K_{F\beta} K_{F\alpha}, \quad (6)$$

где  $K_{FV0}$  — коэффициент, учитывающий внутреннюю динамическую нагрузку.

Принимается, что коэффициенты внутренней динамической нагрузки при расчете зубьев на контактную и изгибную прочность равны между собой:

$$K_{HV0} = K_{FV0} = K_{V0} = 1 + F_{\max 0} / F_t. \quad (7)$$

*Расчет контактных и изгибных напряжений зубчатой передачи в процессе эксплуатации в доремонтный период.* Расчет контактных и изгибных напряжений зубчатой передачи в процессе эксплуатации в доремонтный период предполагает периодический пересчет величины коэффициента внутренней динамической нагрузки  $K_v$ , принимаемой одинаковой для этих напряжений. Процесс определения этого коэффициента основан на периодическом вибромониторинге технического состояния зубчатой передачи в процессе эксплуатации.

В процессе проведения вибромониторинга привода текущие значения  $K_{vi}$  определяются по формуле:

$$K_{vi} = 1 + F_{\max i} / F_t, \quad (8)$$

где  $F_{\max i}$  — максимальное значение внутренней динамической нагрузки в зацеплении.

Значения внутренней динамической нагрузки в зацеплении  $F_{\max i}$  в процессе вибромониторинга рассчитываются из выражения

$$F_{\max i} = K_{vi} F_{\max 0}, \quad (9)$$

где  $K_{vi}$  — коэффициент роста вибраций, равный отношению максимального (пикового) значения виброускорения  $a_{\max i}$  (в м/с<sup>2</sup>) зубчатой передачи при  $i$ -м замере к соответствующему ему значению  $a_{\max 0}$  на начальной стадии эксплуатации:

$$K_{vi} = \frac{a_{\max i}}{a_{\max 0}}. \quad (10)$$

Расчет контактных и изгибных напряжений зубьев зубчатой передачи производится после каждого  $i$ -го замера виброускорений зубчатой передачи по формулам:

$$\sigma_H^i = \sigma_{H0} \sqrt{K_{Hi}}; \quad (11)$$

$$\sigma_{F1,2}^i = \frac{F_t}{b_w m} K_{Fi} Y_{FS1,2} Y_\beta Y_\epsilon. \quad (12)$$

*Расчет остаточного ресурса шестерни и колеса зубчатой передачи в доремонтный период.* Остаточный ресурс шестерни и колеса зубчатой передачи (остаточное число  $N_{\text{ост}}^{1,2}$  циклов нагружения зубьев) по контактной или изгибной выносливости определяется выражением

$$N_{\text{ост}}^{1,2} = \frac{R_{H,F}^{1,2} - Q_{iH,F}^{1,2}}{Q_{(i+1)H,F}^{1,2}}, \quad (13)$$

где  $R_{H,F}^{1,2}$  — мера несущей способности шестерни, колеса;  $Q_{iH,F}^{1,2}$  — мера повреждения зубьев шестерни, колеса в течение времени, равного  $i$  интервалам времени замеров вибрации;  $Q_{(i+1)H,F}^{1,2}$  — мера повреждения зубьев за один оборот шестерни, колеса на  $(i + 1)$  интервале времени.

Величина  $R_{H,F}^{1,2}$  вычисляется по формуле

$$R_{H,F}^{1,2} = (\sigma_{H,F\text{lim}}^{1,2})^{q_{H,F}^{1,2}} N_{H,F\text{lim}}^{1,2}, \quad (14)$$

где  $\sigma_{H,F\text{lim}}^{1,2}$  — пределы контактной и изгибной выносливости зубьев шестерни и колеса;  $N_{H,F\text{lim}}^{1,2}$  — число циклов напряжений, соответствующее перегибу кривой усталости, при расчете на контактную и изгибную выносливость зубьев шестерни и колеса;  $q_{H,F}^{1,2}$  — показатель степени кривой усталости при расчете на контактную и изгибную выносливость [17].

Мера повреждения зубьев за один оборот шестерни, колеса зубчатой передачи на  $(i + 1)$  интервале времени:

$$Q_{(i+1)H,F}^{1,2} = (\sigma_{(i+1)H,F}^{1,2})^{q_{H,F}^{1,2}}, \quad (15)$$

где  $\sigma_{(i+1)H,F}^{1,2}$  — расчетные значения контактного и изгибного напряжений шестерни и колеса на  $(i + 1)$  интервале времени.

Мера повреждения зубьев шестерни и колеса в течение времени, равного  $i$  интервалам времени замеров вибрации, равна:

$$Q_{iH,F}^{1,2} = \sum_{k=1}^{k=i} N_k^{1,2} (\sigma_{kH,F}^{1,2})^{q_{H,F}^{1,2}}, \quad (16)$$

где  $N_k^{1,2}$  — число циклов нагружения зубьев шестерни, колеса на  $k$ -м интервале времени ( $k < i$ );  $\sigma_{kH,F}^{1,2}$  — расчетные значения контактных и изгибных напряжений шестерни и колеса на  $k$ -м интервале времени, МПа.

После подстановки в (13) формул (14)–(16) выражение для остаточного ресурса зубчатой передачи в количестве циклов нагружения зубьев примет вид:

$$N_{ост}^{1,2} = \frac{R_{H,F}^{1,2} - Q_{iH,F}^{1,2}}{Q_{(i+1)H,F}^{1,2}} = \frac{(\sigma_{H,F\lim}^{1,2})^{q_{H,F}^{1,2}} N_{H,F\lim}^{1,2} - \sum_{k=1}^{k=i} N_k^{1,2} (\sigma_{kH,F}^{1,2})^{q_{H,F}^{1,2}}}{(\sigma_{(i+1)H,F}^{1,2})^{q_{H,F}^{1,2}}}. \quad (17)$$

**Расчет остаточного ресурса зубчатой передачи в межремонтный период эксплуатации.** При исчерпании ресурса одного из звеньев зубчатой передачи в зависимости от стоимости и трудоемкости ремонтных работ решается задача: замена всей зубчатой передачи или замена вышедшего из строя звена (шестерни или колеса).

Рассматривается вариант замены одного из звеньев, например шестерни. Тогда мера несущей способности шестерни после ремонта определяется выражением (14):

$$R_{H,F}^1 = (\sigma_{H,F\lim}^1)^{q_{H,F}^1} N_{H,F\lim}^1. \quad (18)$$

Мера несущей способности зубчатого колеса  $R_{остH,F}^2$  после ремонта определяется значением, равным разности величин двух мер — меры несущей способности и меры повреждения зубьев зубчатого колеса:

$$R_{остH,F}^2 = (\sigma_{H,F\lim}^2)^{q_{H,F}^2} N_{H,F\lim}^2 - \sum_{k=1}^{k=i} N_k^{1,2} (\sigma_{kH,F}^2)^{q_{H,F}^2}. \quad (19)$$

По результатам замеров виброускорений в до-ремонтный период эксплуатации зубчатой передачи строится график (рисунок 3) зависимости величины внутренней динамической нагрузки  $F_{max}$  от максимального значения виброускорения  $a_{max}$ .

График, представленный на рисунке 3, в дальнейшем используется для определения коэффициента внутренней динамической нагрузки  $K_v$  в межремонтный период эксплуатации.

По измеренной величине максимального значения виброускорения  $a_{max\ i}$  из графика на рисунке 3 находится значение внутренней динамической нагрузки  $F_{max\ i}$ . По формуле (8) вычисляется теку-

щее значение коэффициента  $K_{vi}$ . Далее по выражениям (11), (12) производится расчет контактных и изгибных напряжений зубьев зубчатой передачи.

Мера повреждения зубьев шестерни и колеса в течение времени, равного  $i$  интервалам времени замеров вибрации, рассчитывается по формуле (16).

При этом необходимость запуска процедуры оценки остаточного ресурса зубчатых передач (окончание первого интервала наработки) определяется результатами вибромониторинга их технического состояния, методические основы которого изложены в [18]. Уточнение ресурса зубчатых колес проводят после устойчивого перехода величины их вибрации из зоны «нормальных вибраций» в зону «повышенных вибраций». Периодичность дальнейшего контроля (длительность последующих интервалов наработки) определяется таким образом, чтобы в интервале времени между моментом превышения верхних пороговых значений зоны «нормальной вибрации» и достижением нижних пороговых значений зоны «критической вибрации» было проведено не менее двух контрольных замеров.

Остаточный ресурс шестерни и колеса зубчатой передачи (остаточное число  $N_{ост}^{1,2}$  циклов нагружения зубьев) по контактной или изгибной выносливости в межремонтный период определяется из выражения (13) после подстановки в него вычисленных из выражений (18), (19) мер несущей способности шестерни и колеса и меры повреждения зубьев.

**Пример расчета остаточного ресурса.** Приведен расчет остаточного ресурса зубчатой пары (центральное колесо — сателлит второй ступени) по критерию контактной выносливости, лимитирующей надежность двухрядного планетарного редуктора мотор-колеса большегрузного самосвала.

1. Число зубьев: центрального колеса  $z_4 = 22$ , сателлита  $z_5 = 29$ ; короны  $z_6 = 83$ .
2. Нормальный модуль  $m = 10$  мм.

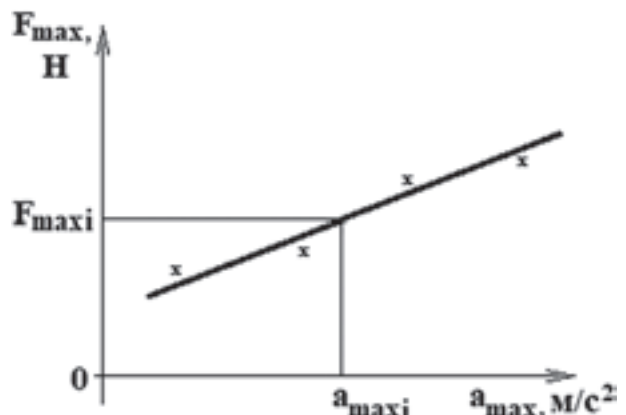


Рисунок 3 — График зависимости величины внутренней динамической нагрузки  $F_{max}$  от максимального значения виброускорения  $a_{max}$

Figure 3 — Graph of the dependence of the internal dynamic load  $F_{max}$  on the maximum value of the vibration acceleration  $a_{max}$

3. Ширина венца: центрального колеса  $b_{w4} = 164$  мм, сателлита  $b_{w5} = 143$  мм.
4. Угол наклона зуба  $\beta = 0$ .
5. Степень точности передачи по ГОСТ 1643: 8.
6. Число сателлитов  $n_w = 3$ .
7. Окружная скорость вращения центрального колеса  $V_1 = 1,21$  м/с.
8. Межосевое расстояние  $a_w = 266,99$  мм.
9. Окружной момент на центральном колесе  $T_4 = 12\ 625$  Н·м.

10. Окружная сила на делительном диаметре центрального колеса  $F_{t4} = 114\ 750$  Н.

11. Марка стали: 20Х2Н4А; способ упрочняющей обработки: цементация.

12. Твердость поверхности зуба: центрального колеса и сателлита — 627 НВ (62 HRC).

13. Радиус колеса самосвала  $r_k = 1,43$  м.

*Подготовка исходных данных.* На начальной стадии эксплуатации значение коэффициента динамичности  $K_V$  зубчатой пары определяется расчетным способом.

Для каждой зубчатой пары посредством таблиц допусков для зубчатых колес вычисляется наибольшая вероятностная разность между наибольшим основным шагом одного зубчатого колеса и наименьшим другого.

Первоначальная оценка величины внутренней динамической нагрузки  $F_{\max 0}$

$$F_{\max 0} = \delta_H \sqrt{(\Delta_0 + \delta_c) V b_w} \sqrt{\frac{a_w}{u}} = 3475 \text{ Н.}$$

где  $\Delta_0 = 43$  мкм;  $\delta_H = 0,14$ ;  $\delta_c = 55,5$  мкм;  $b_{w5} = 143$  мм — ширина венца сателлита;  $V = 1,21$  м/с — окружная скорость вращения центрального колеса;  $a_w = 266,99$  мм;  $u = 29/22 = 1,32$ .

Коэффициент внутренней динамической нагрузки при расчете зубьев на контактную и изгибную прочность равны между собой:

$$\begin{aligned} K_{H\beta 0} &= K_{F\beta 0} = K_{V0} = 1 + F_{\max 0} / F_t = \\ &= 1 + 3475/114750 = 1,03, \end{aligned}$$

где  $F_t$  — окружная сила на делительном диаметре шестерни, Н.

Коэффициенты нагрузки на начальной стадии эксплуатации:

$$K_{H0} = K_A K_{H\beta 0} K_{H\beta} K_{H\alpha} = 1,5 \cdot 1,03 \cdot 1,07 \cdot 1 = 1,653,$$

где  $K_A = 1,5$ ;  $K_{H\beta} = 1,07$ ;  $K_{H\alpha} = 1$ ;

$$K_{F0} = K_A K_{F\beta 0} K_{F\beta} K_{F\alpha} = 1,5 \cdot 1,03 \cdot 1,06 \cdot 1 = 1,638,$$

где  $K_A = 1,5$ ;  $K_{F\beta} = 1,06$  [4];  $K_{F\alpha} = 1$ .

В дальнейшем при корректировке значения  $K_V$  считается, что сила  $F_{\max}$  изменяется пропорционально изменению пиковых значений виброускорений.

Предел контактной выносливости зубчатой пары, соответствующий вероятности неразрушения  $\gamma = 90\%$  равен [20]:

$$\sigma_{H\lim} = 1260 \text{ МПа.}$$

Базовое число циклов напряжений, соответствующее пределу контактной выносливости [21]:

$$N_{H\lim} = 1,2 \cdot 10^8 \text{ циклов.}$$

Мера несущей способности по контактной выносливости для значения  $q_H = 6$ :

$$R_H = \sigma_{H\lim}^{q_H} N_{H\lim} = 1260^6 \cdot 1,2 \cdot 10^8 = 4,8 \cdot 10^{26} \text{ МПа}^6.$$

Предел изгибной выносливости зубчатой пары [4]:

$$\sigma_{F\lim} = 820 \text{ МПа.}$$

Базовое число циклов напряжений, соответствующее пределу изгибной выносливости [4]

$$N_{F\lim} = 4 \cdot 10^6 \text{ циклов.}$$

Мера несущей способности по изгибной выносливости для значения  $q_F = 6$  [4]:

$$R_F = \sigma_{F\lim}^{q_F} N_{F\lim} = 820^6 \cdot 4 \cdot 10^6 = 1,2 \cdot 10^{24} \text{ МПа}^6.$$

Контактное напряжение:

$$\sigma_{H0} = Z_E Z_H Z_\epsilon \sqrt{\frac{F_t}{b_w d_1} \frac{u+1}{u}} = 950 \text{ МПа,}$$

где  $Z_E = 190$ ;  $Z_H = 2,147$ ;  $Z_\epsilon = 0,919$ ;  $d_1 = 220$  мм — делительный диаметр солнечной шестерни.

Расчетное значение контактного напряжения:

$$\sigma_H^0 = \sigma_{H0} \cdot \sqrt{K_H} = 950 \cdot \sqrt{1,653} = 1221 \text{ МПа.}$$

Изгибные напряжения:

$$\begin{aligned} \sigma_{F1}^0 &= \frac{F_t}{b_w m} K_{F0} Y_{FS1,2} Y_\beta Y_\epsilon = \\ &= \frac{114\ 750}{164 \cdot 10} 1,638 \cdot 3,25 \cdot 1 \cdot 1 = 372,482 \text{ МПа;} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{F2}^0 &= \frac{F_t}{b_w m} K_{F0} Y_{FS1,2} Y_\beta Y_\epsilon = \\ &= \frac{114\ 750}{143 \cdot 10} 1,638 \cdot 3,35 \cdot 1 \cdot 1 = 440,327 \text{ МПа,} \end{aligned}$$

где  $Y_\beta = 1$ ;  $Y_\epsilon = 1$ ;  $Y_{FS1} = 3,25$  [4];  $Y_{FS2} = 3,35$  [4].

Замеры виброускорений проводились на скорости движения самосвала  $20 \pm 5$  км/ч, соответствующей движению груженой машины на подъем в процессе работы самосвала, т. е. накопление повреждений (расходование ресурса) происходит в основном при движении самосвала на подъем. При этом расстояние, на котором самосвал проработал в режиме подъема, для рассматриваемого примера составляет около 40 % от общей наработки, т. е.  $S_{\text{напр}} \approx 0,4S$  км. При спуске и движении в транспортном режиме вне карьера уровень напряжений в зубчатых передачах РМК незначителен, и накопления повреждений практически не происходит.

*Первый интервал наработки.* При наработке самосвала  $S \leq 194\ 810$  км (первый интервал,  $i = 1$ ) величина максимальных значений виброускорения

ний зубчатой передачи практически не изменяется и составляет  $a_{1\max} = 1,16 \text{ м/с}^2$ . На этом интервале коэффициент роста вибрации принимается равным единице  $K_b = 1$ .

При прохождении самосвалом пути на подъеме  $S_{\text{нагр1}} = 194\,810 \cdot 0,4 = 77\,924 \text{ км}$  число циклов нагружения центрального колеса зубчатой передачи  $z_4$ :

$$N_{1-z4} = \frac{S_{\text{нагр1}}}{2\pi r_k} \cdot \frac{z_6}{z_4} \cdot n_w = \frac{77\,924 \cdot 10^3}{2\pi \cdot 1,43} \cdot \frac{83}{22} \cdot 3 = 0,981 \cdot 10^8 \text{ циклов,}$$

сателлита  $z_5$ :

$$N_{1-z5} = \frac{S_{\text{нагр1}}}{2\pi r_k} \cdot \frac{z_6}{z_4} \cdot \frac{z_4}{z_5} = \frac{S_{\text{нагр1}}}{2\pi r_k} \cdot \frac{z_6}{z_5} = \frac{77\,924 \cdot 10^3}{2\pi \cdot 1,43} \cdot \frac{83}{29} = 0,248 \cdot 10^8 \text{ циклов.}$$

Мера повреждения по контактным напряжениям:

- центрального колеса  $z_4$ :

$$Q_{1H-z4} = \sigma_H^{qH} \cdot N_{1-z4} = 0,981 \cdot 10^8 \cdot 1221^6 = 3,250 \cdot 10^{26} \text{ МПа}^6;$$

- сателлита  $z_5$ :

$$Q_{1H-z5} = \sigma_H^{qH} \cdot N_{1-z5} = 0,248 \cdot 10^8 \cdot 1221^6 = 0,822 \cdot 10^{26} \text{ МПа}^6.$$

По изгибным напряжениям:

- центрального колеса  $z_4$ :

$$Q_{1F-z4} = \sigma_F^{qH} \cdot N_{1-z4} = 0,981 \cdot 10^8 \cdot 372^6 = 2,60 \cdot 10^{23} \text{ МПа}^6;$$

- сателлита  $z_5$ :

$$Q_{1F-z5} = \sigma_F^{qH} \cdot N_{1-z5} = 0,248 \cdot 10^8 \cdot 440^6 = 1,80 \cdot 10^{23} \text{ МПа}^6.$$

Остаточный ресурс в конце первого (начале второго) цикла наработки по контактным напряжениям:

- центрального колеса  $z_4$ :

$$N_{\text{ост2-z4}} = \frac{\sigma_{H\text{lim}}^{qH} \cdot N_{H\text{lim}} - Q_{1H-z4}}{\sigma_{H_2}^{qH}} = \frac{1260^6 \cdot 1,2 \cdot 10^8 - 3,25 \cdot 10^{26}}{1246^6} = 0,41 \cdot 10^8 \text{ циклов;}$$

- сателлита  $z_5$ :

$$N_{\text{ост2-z5}} = \frac{\sigma_{H\text{lim}}^{qH} \cdot N_{H\text{lim}} - Q_{1H-z5}}{\sigma_{H_2}^{qH}} = \frac{1260^6 \cdot 1,2 \cdot 10^8 - 0,822 \cdot 10^{26}}{1246^6} = 1,06 \cdot 10^8 \text{ циклов.}$$

По изгибным напряжениям:

- центрального колеса  $z_4$ :

$$N_{\text{ост2-z4}} = \frac{\sigma_{F\text{lim}}^{qF} \cdot N_{F\text{lim}} - Q_{1F-z4}}{\sigma_{F_2}^{qF}} = \frac{820^6 \cdot 4 \cdot 10^6 - 2,6 \cdot 10^{23}}{387^6} = 2,83 \cdot 10^8 \text{ циклов;}$$

- сателлита  $z_5$ :

$$N_{\text{ост2-z5}} = \frac{\sigma_{F\text{lim}}^{qF} \cdot N_{F\text{lim}} - Q_{1F-z5}}{\sigma_{F_2}^{qF}} = \frac{820^6 \cdot 4 \cdot 10^6 - 7,1 \cdot 10^{23}}{458^6} = 1,01 \cdot 10^8 \text{ циклов.}$$

В пересчете на километры пробега под нагрузкой по контактным напряжениям:

- центрального колеса  $z_4$ :

$$S_{\text{ост2нагр-z4}} = \frac{N_{\text{ост2-z4}}}{n_w} \cdot \frac{z_4}{z_6} \cdot 2\pi r_k = \frac{22 \cdot 0,41 \cdot 10^8}{83 \cdot 3} \cdot 2\pi \cdot 1,43 = 0,325 \cdot 10^8 = 32\,500 \text{ км;}$$

- сателлита  $z_5$ :

$$S_{\text{ост2нагр-z5}} = N_{\text{ост2-z5}} \cdot \frac{z_5}{z_6} \cdot 2\pi r_k = \frac{29 \cdot 1,06 \cdot 10^8}{83} \cdot 2\pi \cdot 1,43 = 3,328 \cdot 10^8 = 328\,000 \text{ км.}$$

По изгибным напряжениям:

- центрального колеса  $z_4$ :

$$S_{\text{ост2нагр-z4}} = \frac{N_{\text{ост2-z4}}}{n_w} \cdot \frac{z_4}{z_6} \cdot 2\pi r_k = \frac{22 \cdot 2,83 \cdot 10^8}{83 \cdot 3} \cdot 2\pi \cdot 1,43 = 2,245 \cdot 10^8 = 224\,500 \text{ км;}$$

- сателлита  $z_5$ :

$$S_{\text{ост2нагр-z5}} = N_{\text{ост2-z5}} \cdot \frac{z_5}{z_6} \cdot 2\pi r_k = \frac{29 \cdot 1,01 \cdot 10^8}{83} \cdot 2\pi \cdot 1,43 = 3,17 \cdot 10^8 = 317\,000 \text{ км.}$$

Общий пробег центрального колеса  $z_4$ :

- по контактным напряжениям:

$$S_{\text{ост2-z4}} = S_{\text{ост2нагр-z4}} / 0,4 = 81\,250 \text{ км;}$$

- по изгибным напряжениям:

$$S_{\text{ост2-z4}} = S_{\text{ост2нагр-z4}} / 0,4 = 561\,250 \text{ км.}$$

Общий пробег сателлита  $z_5$ :

- по контактным напряжениям:

$$S_{\text{ост2-z5}} = S_{\text{ост2нагр-z5}} / 0,4 = 820\,000 \text{ км;}$$

- по изгибным напряжениям:

$$S_{\text{ост2-z5}} = S_{\text{ост2нагр-z5}} / 0,4 = 792\,500 \text{ км.}$$

*Второй интервал наработки.* На втором интервале  $i = 2$ ,  $S_2 = 194\,810 \dots 207\,123 \text{ км}$ . Величина



максимальных значений виброускорений составляет  $a_{2\max} = 2,75 \text{ м/с}^2$ . Коэффициент роста вибрации

$$K_{b2} = 2,75 / 1,16 = 2,371.$$

Коэффициент, учитывающий внутреннюю динамическую нагрузку,

$$K_{V2} = 1 + \frac{2,371 \cdot 3475}{114750} = 1,071.$$

Коэффициенты нагрузки:

$$K_{H2} = K_A K_{HV2} K_{H\beta} K_{Ha} = 1,5 \cdot 1,071 \cdot 1,07 \cdot 1 = 1,719;$$

$$K_{F2} = K_A K_{FV2} K_{F\beta} K_{Fa} = 1,5 \cdot 1,071 \cdot 1,06 \cdot 1 = 1,703.$$

Расчетное значение контактного напряжения:

$$\sigma_{H2} = \sigma_{H0} \cdot \sqrt{K_{H2}} = 950 \cdot \sqrt{1,719} = 1246 \text{ МПа}.$$

Изгибные напряжения:

- центрального колеса  $z_4$ :

$$\sigma_{F1}^{(2)} = \frac{F_t}{b_w m} K_{F0} Y_{FS1,2} Y_{\beta} Y_{\varepsilon} =$$

$$= \frac{114750}{164 \cdot 10} 1,703 \cdot 3,25 \cdot 1 \cdot 1 = 387,264 \text{ МПа};$$

- сателлита  $z_5$ :

$$\sigma_{F2}^{(2)} = \frac{F_t}{b_w m} K_{F0} Y_{FS1,2} Y_{\beta} Y_{\varepsilon} =$$

$$= \frac{114750}{143 \cdot 10} 1,703 \cdot 3,35 \cdot 1 \cdot 1 = 457,8 \text{ МПа}.$$

При прохождении самосвалом пути  $S_2 = 207\,123 - 194\,810 = 12\,313 \text{ км}$  (или на подъеме —  $S_{\text{нагр}2} = 12\,313 \cdot 0,4 = 4922 \text{ км}$ ), число циклов нагружения:

- центрального колеса  $z_4$ :

$$N_{2-z4} = \frac{S_{\text{нагр}2}}{2\pi r_k} \cdot \frac{z_6}{z_4} \cdot n_w =$$

$$= \frac{4922 \cdot 10^3}{2\pi \cdot 1,43} \cdot \frac{83}{22} \cdot 3 = 0,062 \cdot 10^8 \text{ циклов};$$

- сателлита  $z_5$ :

$$N_{2-z5} = \frac{S_{\text{нагр}2}}{2\pi r_k} \cdot \frac{z_6}{z_5} =$$

$$= \frac{4922 \cdot 10^3}{2\pi \cdot 1,43} \cdot \frac{83}{29} = 0,016 \cdot 10^8 \text{ циклов}.$$

Мера повреждения по контактным напряжениям:

- центрального колеса  $z_4$ :

$$Q_{2H-z4} = \sigma_{H2}^{qH} \cdot N_{2-z4} =$$

$$= 0,062 \cdot 10^8 \cdot 1221^6 = 0,232 \cdot 10^{26} \text{ МПа}^6;$$

- сателлита  $z_5$ :

$$Q_{2H-z5} = \sigma_{H2}^{qH} \cdot N_{2-z5} =$$

$$= 0,016 \cdot 10^8 \cdot 1221^6 = 0,053 \cdot 10^{26} \text{ МПа}^6.$$

По изгибным напряжениям:

- центрального колеса  $z_4$ :

$$Q_{2F-z4} = \sigma_{F2}^{qH} \cdot N_{2-z4} =$$

$$= 0,062 \cdot 10^8 \cdot 372^6 = 1,64 \cdot 10^{22} \text{ МПа}^6;$$

- сателлита  $z_5$ :

$$Q_{2F-z5} = \sigma_{F2}^{qH} \cdot N_{2-z5} =$$

$$= 0,016 \cdot 10^8 \cdot 440^6 = 1,16 \cdot 10^{22} \text{ МПа}^6.$$

Остаточный ресурс в конце первого (начале второго) цикла наработки по контактным напряжениям:

- центрального колеса  $z_4$ :

$$N_{\text{ост}3-z4} = \frac{\sigma_{H\text{lim}}^{qH} \cdot N_{H\text{lim}} - Q_{1H-z4} - Q_{2H-z4}}{\sigma_{H3}^{qH}} =$$

$$= \frac{1260^6 \cdot 1,2 \cdot 10^8 - 3,25 \cdot 10^{26} - 0,232 \cdot 10^{26}}{1522^6} =$$

$$= 0,106 \cdot 10^8 \text{ циклов};$$

- сателлита  $z_5$ :

$$N_{\text{ост}3-z5} = \frac{\sigma_{H\text{lim}}^{qH} \cdot N_{H\text{lim}} - Q_{1H-z5} - Q_{2H-z5}}{\sigma_{H3}^{qH}} =$$

$$= \frac{1260^6 \cdot 1,2 \cdot 10^8 - 0,822 \cdot 10^{26} - 0,053 \cdot 10^{26}}{1522^6} =$$

$$= 0,316 \cdot 10^8 \text{ циклов}.$$

По изгибным напряжениям:

- центрального колеса  $z_4$ :

$$N_{\text{ост}3-z4} = \frac{\sigma_{F\text{lim}}^{qF} \cdot N_{F\text{lim}} - Q_{1F-z4} - Q_{2F-z4}}{\sigma_{F2}^{qF}} =$$

$$= \frac{1,21 \cdot 10^{24} - 0,26 \cdot 10^{24} - 0,016 \cdot 10^{24}}{3,85 \cdot 10^{16}} =$$

$$= 0,243 \cdot 10^8 \text{ циклов};$$

- сателлита  $z_5$ :

$$N_{\text{ост}3-z5} = \frac{\sigma_{F\text{lim}}^{qF} \cdot N_{F\text{lim}} - Q_{1F-z5} - Q_{2F-z5}}{\sigma_{F2}^{qF}} =$$

$$= \frac{1,21 \cdot 10^{24} - 0,18 \cdot 10^{24} - 0,012 \cdot 10^{24}}{10,51 \cdot 10^{16}} =$$

$$= 0,097 \cdot 10^8 \text{ циклов}.$$

В пересчете на километры пробега под нагрузкой по контактным напряжениям:

- центрального колеса  $z_4$ :

$$S_{\text{ост}3\text{нагр}-z4} = \frac{N_{\text{ост}3-z4}}{n_w} \cdot \frac{z_4}{z_6} \cdot 2\pi r_k =$$

$$= \frac{22 \cdot 0,106 \cdot 10^8}{83 \cdot 3} \cdot 2\pi \cdot 1,43 = 0,084 \cdot 10^8 = 8400 \text{ км};$$

- сателлита  $z_5$ :

$$S_{\text{ост}3\text{нагр}-z5} = N_{\text{ост}3-z5} \cdot \frac{z_5}{z_6} \cdot 2\pi r_k =$$

$$= \frac{29 \cdot 0,316 \cdot 10^8}{83} \cdot 2\pi \cdot 1,43 = 0,992 \cdot 10^8 = 99\,200 \text{ км}.$$

По изгибным напряжениям:

- центрального колеса  $z_4$ :

$$S_{\text{ост}3\text{нагр}_{z4}} = \frac{N_{\text{ост}3_{z4}}}{n_w} \cdot \frac{z_4}{z_6} \cdot 2\pi r_k =$$

$$= \frac{22 \cdot 0,243 \cdot 10^8}{83 \cdot 3} \cdot 2\pi \cdot 1,43 = 0,193 \cdot 10^8 = 19\,300 \text{ км};$$

- сателлита  $z_5$ :

$$N_{1_{z4}} = \frac{S_{\text{нагр}1}}{2\pi r_k} \cdot \frac{z_6}{z_4} \cdot n_w =$$

$$= \frac{7577 \cdot 10^3}{2\pi \cdot 1,43} \cdot \frac{83}{22} \cdot 3 = 0,095 \cdot 10^8 \text{ циклов},$$

Общий пробег центрального колеса  $z_4$ :

- по контактным напряжениям:

$$S_{\text{ост}3_{z4}} = S_{\text{ост}3\text{нагр}_{z4}} / 0,4 = 21\,000 \text{ км};$$

- по изгибным напряжениям:

$$S_{\text{ост}2_{z4}} = S_{\text{ост}2\text{нагр}_{z4}} / 0,4 = 48\,250 \text{ км}.$$

Общий пробег сателлита  $z_5$ :

- по контактным напряжениям:

$$S_{\text{ост}3_{z5}} = S_{\text{ост}3\text{нагр}_{z5}} / 0,4 = 248\,000 \text{ км};$$

- по изгибным напряжениям:

$$S_{\text{ост}2_{z5}} = S_{\text{ост}2\text{нагр}_{z5}} / 0,4 = 76\,000 \text{ км}.$$

*Третий интервал наработки.* При прохождении самосвалом пути на подъеме  $S_{\text{нагр}1} = 7577$  км число циклов нагружения центрального колеса зубчатой передачи  $z_4$ :

$$N_{3_{z4}} = \frac{S_{\text{нагр}3}}{2\pi r_k} \cdot \frac{z_6}{z_4} \cdot n_w =$$

$$= \frac{7577 \cdot 10^3}{2\pi \cdot 1,43} \cdot \frac{83}{22} \cdot 3 = 0,095 \cdot 10^8 \text{ циклов},$$

число циклов нагружения сателлита  $z_5$ :

$$N_{3_{z5}} = \frac{S_{\text{нагр}3}}{2\pi r_k} \cdot \frac{z_6}{z_4} \cdot \frac{z_4}{z_5} = \frac{S_{\text{нагр}1}}{2\pi r_k} \cdot \frac{z_6}{z_5} =$$

$$= \frac{7577 \cdot 10^3}{2\pi \cdot 1,43} \cdot \frac{83}{29} = 0,0241 \cdot 10^8 \text{ циклов}.$$

Величина максимальных значений виброускорений составляет  $a_{3\text{max}} = 23,3 \text{ м/с}^2$ .

Коэффициент роста вибрации

$$K_{B3} = 23,3 / 1,16 = 20,086.$$

Коэффициент, учитывающий внутреннюю динамическую нагрузку,

$$K_{V3} = 1 + \frac{20,086 \cdot 3475}{114750} = 1,608.$$

Коэффициенты нагрузки:

$$K_{H3} = K_A K_{HV3} K_{H\beta} K_{H\alpha} = 1,5 \cdot 1,608 \cdot 1,07 \cdot 1 = 2,581;$$

$$K_{F3} = K_A K_{FV3} K_{F\beta} K_{F\alpha} = 1,5 \cdot 1,608 \cdot 1,06 \cdot 1 = 2,557.$$

Расчетное значение контактного напряжения:

$$\sigma_{H3} = \sigma_{H0} \cdot \sqrt{K_{H3}} = 950 \cdot \sqrt{2,581} = 1526 \text{ МПа}.$$

Изгибные напряжения:

$$\sigma_{F1}^3 = \frac{F_t}{b_w m} K_{F3} Y_{FS1,2} Y_{\beta} Y_{\varepsilon} =$$

$$= \frac{114\,750}{164 \cdot 10} 2,557 \cdot 3,25 \cdot 1 \cdot 1 = 581,464 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F3}^3 = \frac{F_t}{b_w m} K_{F3} Y_{FS1,2} Y_{\beta} Y_{\varepsilon} =$$

$$= \frac{114\,750}{143 \cdot 10} 2,557 \cdot 3,35 \cdot 1 \cdot 1 = 687,372 \text{ МПа}.$$

В таблице приводятся результаты расчета величины расходования ресурса для каждого  $i$ -го интервала наработки самосвала.

Для остальных интервалов расчет проводится аналогично.

Как видно из таблицы, реально на третьем интервале пробег самосвала равен  $226\,058 - 207\,123 = 18\,935$  км. Таким образом, практически в конце третьего интервала исчерпывается ресурс центрального колеса  $z_4$  передачи по контактной нагруженности. В этой связи рекомендуется остановить эксплуатацию самосвала и определить выбраковочное состояние по износу и выкрашиванию рабочих поверхностей зубьев зубчатых колес, выявить наличие сколов зубьев и при необходимости принять решение о замене центральной шестерни. Общий остаточный пробег сателлита  $z_5$  по изгибным напряжениям к концу третьего интервала составит  $76\,000 - 18\,935 \approx 57\,000$  км. При месячном пробеге самосвала  $\approx 6000$  км данный ресурс будет выбран примерно за 9,5 месяцев, в связи с чем замена сателлитов по техническим показаниям при данном ремонте неактуальна.

**Заключение.** Предложен расчетно-экспериментальный метод оценки остаточного ресурса зубчатых передач редуктора в межремонтный период, сущность которого заключается в определении по результатам периодического вибромониторинга коэффициента динамической составляющей нагрузки в зацеплении каждой передачи и последующего перерасчета их остаточного ресурса с выявлением зубчатой передачи с наименьшим остаточным ресурсом, лимитирующей ресурс привода в целом. Метод позволяет оценивать техническое состояние и остаточный ресурс зубчатых передач на любой стадии эксплуатации привода, в том числе и после проведения ремонта с заменой одного или нескольких зубчатых колес.

Практическое использование предложенного метода на автотранспортных предприятиях позволит пересмотреть принципы технического обслуживания и ремонта редукторных систем дорогостоящих, технически сложных изделий, обладающих длительным сроком эксплуатации (например, карьерная техника БЕЛАЗ), снизить вероятность отказов, минимизировать риск возникновения аварийных ситуаций, оптимизировать графики технического обслуживания,

увеличить межремонтную наработку и обеспечивать управление эксплуатационной безопасностью.

Разработанный метод может быть использован при создании информационно-управляющих комплексов типа «интеллектуальный карьер», позволяющих перейти от планово-предупредительной системы обслуживания техники к обслуживанию по ее фактическому состоянию, повысив при этом эффективность эксплуатации машин и значительно сократив расходы на их обслуживание и ремонт.

ляющих перейти от планово-предупредительной системы обслуживания техники к обслуживанию по ее фактическому состоянию, повысив при этом эффективность эксплуатации машин и значительно сократив расходы на их обслуживание и ремонт.

Таблица — Остаточный ресурс зубчатой передачи для каждого  $i$ -го интервала наработки самосвала при его движении в карьере на подъеме  
 Table — Residual life of the toothed gear for each  $i$ -th interval of the dump truck's operating time during its movement in the quarry on the rise

Интервал наработки	Обозначение	1	2	3
Общая наработка	$S_p$ , км	0–194 810	194 810–207 123	207 123–226 058
Нарботка на подъем	$S_{напр i}$ , км	0–77 924	77 924–82 846	82 846–90 423
Число циклов нагружения	$N_i$			
центральной шестерни		$0,981 \cdot 10^8$	$0,062 \cdot 10^8$	$0,095 \cdot 10^8$
сателлита		$0,248 \cdot 10^8$	$0,016 \cdot 10^8$	$0,024 \cdot 10^8$
Максимальные значения виброускорений	$a_{i\max}$ , м/с <sup>2</sup>	1,16*	2,75	23,3
Коэффициент роста вибрации	$K_b$	1	2,37	20
Коэффициент, учитывающий внутреннюю динамическую нагрузку	$K_{HVi}$	1,030	1,071	1,608
Коэффициент нагрузки				
по контакту	$K_{Hi}$	1,653	1,719	2,581
по изгибу	$K_{Fi}$	1,638	1,703	2,557
Напряжения				
По контакту	$\sigma_{H,Fi}$ , МПа	1221	1246	1526
По изгибу				
центральной шестерни		372	387	581
сателлита		440	458	687
Мера повреждения				
По контакту	$Q_{in}$ , МПа <sup>6</sup>			
центральной шестерни		$3,25 \cdot 10^{26}$	$0,232 \cdot 10^{26}$	
сателлита		$0,82 \cdot 10^{26}$	$0,053 \cdot 10^{26}$	
По изгибу				
центральной шестерни		$2,60 \cdot 10^{23}$	$1,64 \cdot 10^{22}$	
сателлита		$1,80 \cdot 10^{23}$	$1,16 \cdot 10^{22}$	
Остаточный ресурс				
По контакту	$N_{ост i+1}$ , циклов			
центральной шестерни		—	$0,41 \cdot 10^8$	$0,106 \cdot 10^8$
сателлита		—	$1,06 \cdot 10^8$	$0,316 \cdot 10^8$
По изгибу				
центральной шестерни		—	$2,83 \cdot 10^8$	$0,243 \cdot 10^8$
сателлита		—	$1,01 \cdot 10^8$	$0,097 \cdot 10^8$
Остаточный ресурс				
По контакту	$S_{ост i+1}$ , км			
центральной шестерни		—	81 250	21 000
сателлита		—	820 000	248 000
По изгибу				
центральной шестерни		—	561 250	48 000
сателлита		—	792 500	76 000

Примечание: \*усредненное значение

## Список литературы

1. Алгоритм перехода к комплексной системе технического обслуживания и ремонта / А.И. Винник [и др.] // Изв. Самарского научного центра РАН. — 2016. — Т. 18, № 1(2). — С. 161–165.
2. Карташевич, А.Н. Диагностирование автомобилей. Практикум: учеб. пособие / под ред. А.Н. Карташевича. — Минск: Новое знание; М.: ИНФРА-М, 2011. — 208 с.
3. Гузанов, Б.Н. Вероятностный метод расчета долговечности тяжело нагруженных зубчатых колес по критерию износа / Б.Н. Гузанов, М.Ю. Большакова, Г.Н. Мигачева // Теория и технология металлургического производства. — 2010. — № 10. — С. 193–204.
4. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность: ГОСТ 21354-87 (СТ СЭВ 5744-86). — Введ. 01.01.89. — М.: Изд-во стандартов, 1988. — 129 с.
5. Дерюга, И.Ф. Исследование напряженного состояния изношенных зубьев прямозубых колес при изгибе / И.Ф. Дерюга // Изв. Томского политехнического института. — 1970. — Т. 173. — С. 64–68.
6. Надежность в технике. Управление надежностью. Техническое обслуживание и его обеспечение: ИЕС 60300-3-14-2004 (NEQ) ГОСТ Р 27.601–2011. — Введ. 29.09.11. — М.: Стандартинформ, 2012. — 35 с.
7. Контроль состояния и диагностика машин. Мониторинг состояния оборудования опасных производств. Порядок организации: ГОСТ Р 53563–2009. — Введ. 16.12.09. — М.: Стандартинформ, 2010. — 8 с.
8. Wear reliability of spur gear based on the cross-analysis method of a nonstationary random process / Yuan Z [et al.] // Advances in Mechanical Engineering. — 2018. — Vol. 10(12). — Pp. 1–9. DOI: 10.1177/1687814018819294.
9. Проблема оценки износа сопряжений зубчатых колес транспортных машин и энергетического оборудования / А.В. Баранов [и др.] // Ползуновский вестн. — 2010. — № 1. — С. 99–105.
10. Wigren, A. A Study on Condition-Based Maintenance with Applications to Industrial Vehicles / A. Wigren. — Uppsala University, 2017. — 62 p.
11. Мачнев, В.А. Прогнозирование остаточного ресурса по результатам вибрационного диагностирования / В.А. Мачнев // Нива Поволжья. — 2012. — № 1(22). — С. 83–87.
12. Баженов, Ю.В. Прогнозирование остаточного ресурса конструктивных элементов автомобилей в условиях эксплуатации / Ю.В. Баженов, М.Ю. Баженов // Фундаментальные исследования. — 2015. — № 4. — С. 16–21.
13. Проников, А.С. Надежность машин / А.С. Проников. — М.: Машиностроение, 1978. — 592 с.
14. Ишин, Н.Н. Методология оценки вибрационной нагруженности подшипникового узла зубчатого механизма / Н.Н. Ишин, А.М. Гоман, А.С. Скороходов // Вестн. БрГТУ. — 2012. — № 4(76). — С. 16–21.
15. Прогнозирование остаточного ресурса зубчатых приводов на основе вибрационно-импульсного диагностирования / Н.Н. Ишин [и др.] // Механика машин, механизмов и материалов. — 2016. — № 1(34). — С. 36–40.
16. Способ вибромониторинга остаточного ресурса зубчатой передачи: пат. ВУ 20589 / Н.Н. Ишин, А.М. Гоман, А.С. Скороходов, М.К. Натурьева. — Опубл. 30.12.2016.
17. Передачи зубчатые. Общие термины, определения и обозначения: ГОСТ 16530-83. — Введ. 01.01.84. — М.: Изд-во стандартов, 2004. — 52 с.
18. Ишин, Н.Н. Динамика и вибромониторинг зубчатых передач / Н.Н. Ишин. — Минск: Беларусь наука, 2013. — 432 с.
19. Комплексный контроль и повышение качества зубчатых приводных механизмов для машиностроения / О.В. Берестнев [и др.]. — Минск: БелГИСС, 2009. — 115 с.
20. Берестнев, О.В. Самоустанавливающиеся зубчатые колеса / О.В. Берестнев. — Минск: Наука и техника, 1983. — 312 с.
21. Цитович, И.С. Трансмиссии автомобилей / И.С. Цитович, И.В. Каноник, В.А. Вавуло. — Минск: Наука и техника, 1979. — 256 с.

ISHIN Nikolay N., D. Sc. in Eng., Assoc. Prof.

Chief of the R&D Center “Mining Machinery”<sup>1</sup>

E-mail: ishin@oim.by

GOMAN Arkadiy M., Ph. D. in Eng., Assoc. Prof.

Head of the Department of Dynamic Analysis and Vibration-based Diagnostics of Machines<sup>1</sup>

E-mail: arcady.mih@tut.by

SKOROKHODOV Andrey S., Ph. D. in Eng.

Leading Researcher of the Department of Dynamic Analysis and Vibration-based Diagnostics of Machines<sup>1</sup>

E-mail: skanst@yandex.ru

NATURJEVA Marina K.

Research Scientist of the Department of Dynamic Analysis and Vibration-based Diagnostics of Machines<sup>1</sup>

E-mail: bats@ncpmm.bas-net.by

DAKALO Yuriy A.

Ph. D. Student<sup>1</sup>

E-mail: d.jurik@mail.ru

<sup>1</sup>Joint Institute of Mechanical Engineering of the NAS of Belarus, Minsk, Republic of Belarus

Received 09 April 2021.

## METHOD FOR ESTIMATING THE RESIDUAL LIFE OF GEARS IN THE INTER-REPAIR PERIOD

*The aim of the work is to create a computational and experimental method for the operational evaluation of the residual life of spur gears of technically complex products in the inter-repair period by conducting periodic*

vibration control. The proposed method is based on the main provisions of the theory of vibration-pulse diagnostics of gears developed in the Joint Institute of Mechanical Engineering of the National Academy of Sciences of Belarus. At the same time, the current value of the  $K_V$  coefficient, which takes into account the internal dynamic load in the engagement of each gear; and its change during operation is determined based on the analysis of the time realizations of vibration accelerations. The main operation capacity criteria are the contact and bending strength of the teeth. An example of estimating the residual life of a gear pair is given that limits the reliability of a double-row planetary gear motor-wheel of a heavy-duty dump truck. The proposed method makes it possible at any stage of operation of a gear mechanism to assess the residual life of its gears, identify its most "weak" links, determine the probability of failure of the object, minimize the risk of accidents, optimize maintenance schedules, increase the inter-repair time. Thus, it is possible to organize highly effective monitoring of the reliability-limiting components of the technically complex products during operation and transition from planned preventive maintenance of machines to maintenance according to the actual condition.

**Keywords:** toothed gear, technical condition in operation, inter-repair period, internal dynamic load in engagement, contact endurance, bending endurance, vibration monitoring, residual life

DOI: <https://doi.org/10.46864/1995-0470-2021-2-55-5-17>

## References

- Vinnik A.I., Makarenko N.G., Smirnov A.M., Shargayov A.A. Algoritm perekhoda k kompleksnoy sisteme tekhnicheskogo obsluzhivaniya i remonta [Algorithm for transition to a comprehensive system of maintenance and repair]. *Izvestia of Samara Scientific Center of the Russian Academy of Sciences*, 2016, vol. 18, no. 1(2), pp. 161–165 (in Russ.).
- Kartashevich A.N. *Diagnostirovanie avtomobiley* [Vehicle diagnostics]. Minsk, Novoe znanie Publ., Moscow, INFRA-M Publ., 2011. 208 p. (in Russ.).
- Guzanov B.N., Bolshakova M.Yu., Migacheva G.N. Veroyatnostnyy metod rascheta dolgovechnosti tyazhelonagruzhenykh zubchatykh koles po kriteriyu iznosa [Probabilistic method for calculating the durability of heavy-duty gears by the wear criterion]. *Theory and technology of metallurgical production*, 2010, pp. 193–204 (in Russ.).
- State Standard 21354-87 (ST SEV 5744-86). *Peredachi zubchatye tsilindricheskie evolventnye vneshnego zatsepleniya. Raschet na prochnost* [Toothed cylindrical involute gears with external engagement. Strength calculation]. Moscow, Standartov Publ., 1988. 129 p. (in Russ.).
- Deryuga I.F. Issledovanie napryazhennogo sostoyaniya iznosnykh zubev pryamozubykh koles pri izgibe [Investigation of the stress state of worn teeth of straight-toothed wheels when bending]. *Bulletin of the Tomsk Polytechnic University*, 1970, vol. 173, pp. 64–68 (in Russ.).
- IEC 60300-3-14-2004 (NEQ), State Standard R 27.601–2011. *Nadezhnost v tekhnike. Upravlenie nadezhnostyu. Tekhnicheskoe obsluzhivanie i ego obespechenie* [Reliability in technology. Reliability management. Maintenance and maintenance support]. Moscow, Standartinform Publ., 2012. 35 p. (in Russ.).
- State Standard R 53563–2009. *Kontrol sostoyaniya i diagnostika mashin. Monitoring sostoyaniya oborudovaniya opasnykh proizvodstv. Poryadok organizatsii* [Monitoring the condition and diagnostics of machines. Monitoring of the state of equipment of hazardous industries. Organization procedure]. Moscow, Standartinform Publ., 2010. 8 p. (in Russ.).
- Yuan Z., Wu Y.H., Zhang K., Dragoi M.V., Liu M.H. Wear reliability of spur gear based on the cross-analysis method of a nonstationary random process. *Advances in mechanical engineering*, 2018, vol. 10, iss. 12. DOI: <https://doi.org/10.1177/1687814018819294>.
- Baranov A.V., Vagner V.A., Tarashevich S.V., Baranova Yu.A., Ponomareva A.N. Problema otsenki iznosa sopryazheniy zubchatykh koles transportnykh mashin i energeticheskogo oborudovaniya [Problem of assessing the wear of gear wheel interfaces of transport vehicles and power equipment]. *Polzunovskiy vestnik*, 2010, no. 1, pp. 99–105 (in Russ.).
- Wigren A. *A study on condition-based maintenance with applications to industrial vehicles*. Thesis. Uppsala, 2017. 62 p.
- Machnev V.A. Prognozirovaniye ostatochnogo resursa po rezul'tatam vibratsionnogo diagnostirovaniya [Prediction of the residual life based on the results of vibration diagnostics]. *Volga region farmland*, 2012, no. 1(22), pp. 83–87 (in Russ.).
- Bazhenov Yu.V., Bazhenov M.Yu. Prognozirovaniye ostatochnogo resursa konstruktivnykh elementov avtomobiley v usloviyakh ekspluatatsii [Forecasting of the residual resource of motor vehicle's constructive elements under operating conditions]. *Fundamental research*, 2015, no. 4, pp. 16–21 (in Russ.).
- Pronikov A.S. *Nadezhnost mashin (Mezhizdatelskaya seriya "Nadezhnost i kachestvo")* [Reliability of machines (Inter-publishing series "Reliability and quality")]. Moscow, Kniga po trebovaniyu Publ., 1978. 592 p. (in Russ.).
- Ishin N.N., Goman A.M., Skorokhodov A.S. Metodologiya otsenki vibratsionnoy nagruzhennosti podshipnikovogo uzla zubchatogo mekhanizma [Methodology of an assessment of vibration loading of bearing knot of the gear mechanism]. *Vestnik Brestskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2012, no. 4, pp. 20–25 (in Russ.).
- Ishin N.N., Goman A.M., Skorokhodov A.S., Natureva M.K., Adashkevich V.I. Prognozirovaniye ostatochnogo resursa zubchatykh privodov na osnove vibratsionno-impulsnogo diagnostirovaniya [Predicting the residual life of gear drives based on vibration-pulse diagnostics]. *Mechanics of machines, mechanisms and materials*, 2016, no. 1(34), pp. 36–39 (in Russ.).
- Ishin N.N., Goman A.M., Skorokhodov A.S., Natureva M.K. *Sposob vibromonitoringa ostatochnogo resursa zubchatoy peredachi* [Method of vibration monitoring of the residual life of the toothed gear]. Patent RB, no. 20589, 2016 (in Russ.).
- State Standard 16530-83. *Peredachi zubchatye. Obshchie terminy, opredeleniya i oboznacheniya* [Toothed gears. General terms, definitions and designations]. Moscow, Standartov Publ., 2004. 52 p. (in Russ.).
- Ishin N. N. *Dinamika i vibromonitoring zubchatykh peredach* [Dynamics and vibration monitoring of gears]. Minsk, Belorusskaya nauka Publ., 2013. 432 p. (in Russ.).
- Berestnev O.V., Antonyuk V.E., Ishin N.N., et al. *Kompleksnyy kontrol i povyshenie kachestva zubchatykh privodnykh mekhanizmov dlya mashinostroeniya* [Comprehensive control and quality improvement of gear drive mechanisms for mechanical engineering]. Minsk, Belorusskiy gosudarstvennyy institut standartizatsii i sertifikatsii Publ., 2009. 115 p. (in Russ.).
- Berestnev O.V. *Samoustanavlivayushchiyesya zubchatye kolelsa* [Self-aligning gears]. Minsk, Nauka i tekhnika Publ., 1983. 312 p. (in Russ.).
- Tsitovich I.S., Kanonik I.V., Vavulo V.A. *Transmissii avtomobiley* [Vehicle transmissions]. Minsk, Nauka i tekhnika Publ., 1979. 256 p. (in Russ.).