

## ОЦЕНКА ОСТАТОЧНОГО РЕСУРСА ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ В УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ

### *ESTIMATION OF THE GEARINGS RESIDUAL RESOURCE UNDER OPERATING CONDITIONS*

Ишин Н.Н., Гоман А.М., Скороходов А.С., Натурьева М.К.  
*N. Ishin, A. Goman, A.S. Skorokhodov, Marina Naturyeva*

Изложена методология прогнозирования остаточного ресурса зубчатых передач мобильных машин посредством их вибромониторинга в эксплуатации.

*The methodology of forecasting of a residual resource of mobile cars gearings by means of their vibrating monitoring in operation is stated*

**Обоснование методического подхода.** Современное развитие сенсорной базы, микропроцессорной и вычислительной техники позволяет создавать диагностические комплексы, обеспечивающие эффективный контроль текущего технического состояния сложных систем и достаточно обоснованное прогнозирование остаточного ресурса их наиболее ответственных элементов [1-3]. При этом ведущие западно-европейские и американские фирмы-производители аппаратных и программных средств для виброакустической диагностики идут по пути создания модульных систем («кирпичиков»), из которых формируются измерительные каналы и на которые возлагаются задачи съема и хранения информации. Обработка и анализ измерительной информации ведется на ПЭВМ с помощью специализированных или универсальных программных пакетов. Такие системы имеют более широкие возможности обработки и анализа виброакустических сигналов по сравнению с традиционными стационарными и переносными виброанализаторами и шумомерами с набором стандартных функций. В открытой печати много публикаций, посвященных применению тех и других систем для решения задач вибродиагностики оборудования в различных отраслях промышленности. Однако в публикуемых материалах практически отсутствует конкретные методики и рабочие примеры практического использования средств вибродиагностики применительно к зубчатым передачам и приводным механизмам авто-тракторной техники.

Функционирование зубчатых механизмов автотракторной техники имеет свои, отличительные от приводных механизмов других машин и оборудования особенности, которые необходимо учитывать

при разработке и создании методико-инструментальных средств их вибродиагностики.

Функциональной особенностью зубчатых передач трансмиссионных систем автотракторной техники является высокая нагруженность, низкие рабочие скорости и невысокая степень точности изготовления (7...9 степень). Эти особенности создают условия для развития выраженных локальных дефектов и неисправностей, порождающих импульсные процессы (ударные импульсы) во взаимодействиях кинематических пар узлов и деталей. В процессе эксплуатации зубчатых механизмов, дефекты и неисправности создают серии импульсов, которые имеют низкоамплитудный, широкополосный спектр, и поэтому в практической вибродиагностике зачастую принимаются за шум. Известно, что подобные дефекты развиваются лавинообразно и могут приводить к аварийным выходам машин из строя, поэтому их диагностика требует получения информации о неисправности на ранних этапах ее развития.

Параметры ударных импульсов, возникающих при пересопрежении зубьев зубчатых колес, определяют величину внутренней динамической составляющей нагрузки в зацеплении, которая коррелирует с виброактивностью зубчатой передачи. В свою очередь, параметры ударных импульсов определяются геометрическими погрешностями зубчатых колес, инерционно-жесткостными характеристиками, нагрузочно-скоростными режимами их работы, эксплуатационными неисправностями. Таким образом, параметры ударных импульсов отражают взаимосвязи между техническим состоянием, динамической нагруженностью и виброактивностью зубчатых механизмов, определяются степенью развития и локализации дефекта, поэтому могут служить его достоверными диагностическими признаками. На рисунке 1 приведена логическая схема взаимосвязи параметров ударного импульса в зацеплении и вибрационного сигнала на корпусе подшипникового узла редуктора.

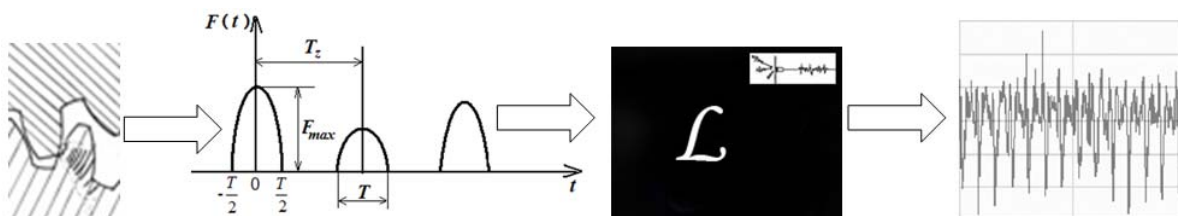


Рис. 1. Схема взаимосвязи параметров ударных импульсов в зацеплении и вибрационного сигнала на корпусе подшипника

Контроль в реальном масштабе времени вибрационного сигнала на корпусе редуктора, совмещенный с контролем нагруженности зуба методами тензометрирования, позволяет в принципе оценить силу ударного взаимодействия в каждой паре зацепляющихся зубьев, с последующей оценкой действительных контактных напряжений в зацеплении и выходом на оценку фактического остаточного ресурса передачи.

Следующей особенностью зубчатых передач трансмиссионных систем мобильных машин является их работа в условиях практически *постоянно меняющихся скоростей и нагрузок*. Большое влияние на вибрационные характеристики узлов трансмиссии, помимо внутренних факторов, оказывают внешние динамические воздействия, обусловленные рельефом и покрытием дороги, степенью загрузки автомобиля, квалификацией водителя и др. В таких условиях характер вибраций (амплитудный и частотный состав) постоянно меняется, и использование серийно выпускаемой аппаратуры для вибромониторинга технического состояния элементов трансмиссии путем спектрального анализа в процессе эксплуатации машин оказывается существенно ограниченным [2]. Это связано с тем, что подавляющее большинство разработанных диагностических методов и стандартных инструментальных средств ориентированы на диагностику подшипниковых узлов и наиболее эффективны при диагностировании роторных узлов машин работающих в квазистационарных условиях, т.е. в условиях, когда рабочие скорости и нагрузки меняются незначительно, а динамика механизма обусловлена в основном геометрическими погрешностями изготовления и монтажа деталей и их изменениями в процессе эксплуатации. Это различные электродвигатели, генераторы, вентиляторы, турбины, компрессоры, насосы и др. Вибрационные характеристики таких машин, при нормальном функционировании, имеют достаточно стабильный характер, что позволяет эффективно использовать общеизвестные методы и алгоритмы анализа измерительной информации и постановки диагноза.

Существующие способы диагностики состояния зубчатых передач и подшипников качения в основном базируются на анализе Фурье-спектра, но такой подход недостаточно эффективен, поскольку спектр, представляя усредненные за период частотные характеристики, скрывает неисправности и дефекты. Применяемые аппаратные методы анализа импульсных компонент сложны в реализации и дороги, так как требуют использования специального дорогостоящего оборудования. В то же время они позволяют оценивать лишь общие энергетические параметры импульс-

ных компонент в случайном процессе вибрации, что в эксплуатационной диагностике зубчатых механизмов явно недостаточно.

В Объединенном институте машиностроения НАН Беларуси в рамках выполнения заданий ГПНИ «Механика, техническая диагностика и металлургия» создана оригинальная бортовая автоматизированная система вибромониторинга редукторов мотор-колес (РМК) большегрузных самосвалов БелАЗ, учитывающая особенности функционирования зубчатых передач и позволяющая в условиях эксплуатации машины постоянно отслеживать техническое состояние редукторов и своевременно предупредить водителя о предаварийном состоянии РМК.

Ниже изложена методология оценки остаточного ресурса зубчатых передач приводных механизмов и трансмиссионных систем мобильных машин по результатам их периодического вибромониторинга, базирующаяся на развитии теории ударного взаимодействия зубчатых профилей применительно к задачам вибродиагностики.

**Удар прямозубых зубчатых колёс при первоначальном контакте зубьев вдоль образующих.** Для оценки параметров ударных импульсов в прямозубых зубчатых колёсах принята динамическая модель (рисунок 2), учитывающая только крутильные колебания колёс (обобщённые координаты  $\varphi_1, \varphi_2$ ) относительно равномерного вращения зубчатых колёс с постоянной угловой скоростью, вызванные погрешностями изготовления и сборки зубчатых колёс.

Дифференциальное уравнение, устанавливающее связь между ударной силой  $F$  и ускорением зубьев  $d^2x_3/dt^2$  в их относительном движении в процессе удара, имеет вид

$$\frac{d^2x_3}{dt^2} = -\frac{F}{\mu_{пр}},$$

где  $x_3$  – сближение зубьев вследствие местного сжатия в зоне контакта в произвольный момент времени  $t$ ;  $\mu_{пр}$  – приведенная масса колёс зубчатой передачи.

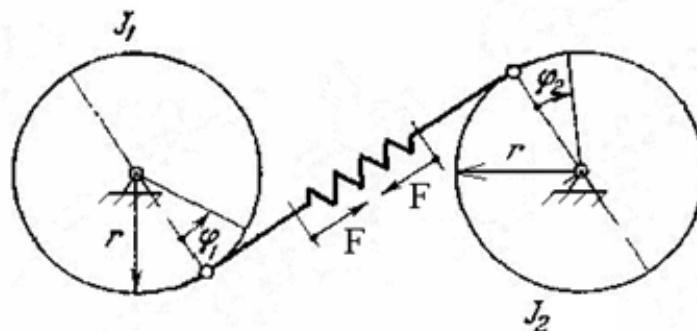


Рис. 2. Динамическая схема зубчатой передачи

Расчёты показали [4], что с достаточно большой степенью точности в первом приближении можно принять форму ударного импульса (закон изменения ударной силы во времени) взаимодействующих зубчатых передач, описываемую полуволевой синусоиды

$$F = F_{\max} \sin \omega_3 t = V_0 \sqrt{\frac{\mu_{np}}{\delta_{к\text{ ср}}}} \sin \omega_3 t ,$$

где  $\delta_{к\text{ ср}}$  – среднее значение функции контактной податливости сопрягаемых зубьев при изменении величины ударной силы от нулевого значения до максимального,  $\omega_3$  – собственная частота зубчатой передачи,  $F_{\max}$  – амплитудное значение ударного импульса,  $V_0$  – скорость кромочного удара.

Приближённое значение времени действия ударного импульса равно

$$T = \pi / \omega_3.$$

**Динамическая модель распространения упругих волн в приводном зубчатом механизме, вызванных ударным импульсом в зубчатом сопряжении.** Распространение упругих волн в механизме описывается дифференциальными уравнениями второго порядка с частными производными. Чрезвычайная трудность решения этих уравнений связана с невозможностью корректно сформулировать граничные и начальные условия, описывающие состояние поверхности механизма. Кроме того, исследование усложняется тем, что в упругих твердых телах возбуждаются упругие волны различных типов: изгибные, поверхностные, продольные, поперечные и др., а также возникают проблемы с распространением упругих волн из-за имеющихся в механизме стыков, зазоров, прокладок между деталями. Существенное упрощение решения задачи получается рассмотрением распространения упругой волны точечным источником в неограниченную среду. Распространяющаяся волна в этом случае является сферической, и волновой процесс определяется только одной переменной величиной – расстоянием  $r$  произвольной точки механизма от начала координат. За точечный источник принимается сопрягаемая пара зубьев, в которой генерируется ударный импульс.

Процесс распространения упругой волны описывается потенциалом скорости, представляемом в виде

$$\psi(r, t) = \frac{A}{r} e^{i(\omega t - kr)},$$

где  $i = \sqrt{-1}$  – мнимая единица,  $\omega$  – круговая частота.

Волновой процесс, вызванный ударным импульсом в зубчатом зацеплении, может быть исследован следующим образом. Функция ударного импульса разлагается на гармонические составляющие, и рассматриваются колебания упругой среды механизма, вызванные каждой из составляющих. Тем самым методически решается задача установления связи между параметрами ударного импульса в зубчатом зацеплении прямозубых цилиндрических зубчатых колес и вибрационного сигнала, воспринимаемого вибродатчиком.

Скорость  $V_r$ , ускорение  $a_r$  частиц упругой среды, напряжение  $\sigma_r$ , действующее в площадке, перпендикулярной радиусу  $r$ , связаны с потенциал  $\psi(r, t)$  соотношениями [5]

$$V_r = -\frac{\partial \psi}{\partial r}, \quad a_r = -\frac{\partial^2 \psi}{\partial t \partial r}, \quad \sigma_r = \rho \frac{\partial \psi}{\partial t}. \quad (1)$$

Постоянная интегрирования  $A$  находится из краевого условия: равенства амплитудных значений выражений для напряжений в сферической полости  $r=r_0$ , вычисленных по формуле (1), и через значение  $F_k$ -ой гармонической составляющей ударного импульса, соответствующей распространяющейся в корпусе редуктора ударной волне с круговой частотой  $\omega=\omega_k$ , определяемой по формуле [6],

$$F_k(t) = F_{k \max} \cos \omega_k t,$$

где амплитудное значение  $F_k$ -ой гармонической составляющей ударного импульса;  $T_z$  – период зубцовой частоты

$$F_{k \max} = \frac{4\Gamma}{\pi T_z} F_{\max} \frac{\cos \frac{(\omega_k T)}{2}}{1 - \left(\frac{\omega_k T}{\pi}\right)^2}. \quad (2)$$

Константы интегрирования  $A=A_k$ , соответствующие упругим волнам с круговыми частотами  $\omega_k$ , определяются по формуле

$$A_k = -\frac{F_{k \max} r_0}{S_b \omega_k \rho},$$

где  $S_b$  – площадь поверхности сферической полости  $r_0$ , принимаемая равной площади контакта сопрягаемых зубьев,  $\rho$  – плотность материала редукторного механизма.

Амплитудные значения ускорений точек редуктора, определяемых координатой  $r$  и соответствующие гармоническим составляющим ударного импульса, находятся из выражения

$$a_{rk\max} = \frac{F_{k\max} r_0 \sqrt{1 + \left(\frac{\omega_k}{c}\right)^2 (\gamma r)^2}}{S_b \rho \gamma r^2}, \quad (3)$$

где  $\gamma$  – коэффициент, учитывающий удлинение распространения волн из-за наличия пустот и стыков в механизме;  $c$  – скорость распространения сферической волны в упругой среде [7].

Формула (3) позволяет теоретически оценить величину виброускорения, воспринимаемого вибродатчиком, установленным на корпусе редуктора в точке с координатой  $r$ . Величина среднеквадратического значения виброускорения определяется по величинам ускорений  $a_{rk\max}$ , соответствующих гармоникам, возбуждаемых ударным импульсом в зубчатом зацеплении, по соотношению [8]

$$СКЗ_a = \sqrt{\frac{1}{2} \sum_{k=1}^{\infty} a_{rk\max}^2}. \quad (4)$$

Для установления связи между амплитудами ударного импульса  $F_{\max}$  и виброускорения  $СКЗ_a$  необходимо подставить выражение (3) в (4) и учесть (2), откуда

$$F_{\max} = \frac{\pi T_z S_b \rho \gamma r^2}{r_0 T \sqrt{8 \sum_{k=1}^{\infty} [1 + \left(\frac{\omega_k}{c}\right)^2 (\gamma r)^2] \left(\frac{\cos\left(\frac{\omega_k T}{2}\right)}{1 - \left(\frac{\omega_k T}{\pi}\right)^2}\right)^2}} СКЗ_a. \quad (5)$$

**Вибромониторинг технического состояния планетарного редуктора мотор-колеса (РМК) карьерного самосвала БелАЗ в условиях эксплуатации.** При проведении вибромониторинга технического состояния РМК в условиях эксплуатации априори неизвестны погрешности шагов зацепления зубьев зубчатых колес. Однако для каждой пары зубчатых колес посредством таблиц допусков для зубчатых колес можно вычислить наибольшую вероятностную разность между наиболь-

шим основным шагом одного зубчатого колеса и наименьшим другого  $\Delta\sigma$ . Апробация методики оценки остаточного ресурса проводилась для зубчатой пары: центральное колесо – сателлит второй ступени. Расчет контактных напряжений в зубчатой паре осуществлялся на основе тягово-динамической характеристики самосвала БелАЗ грузоподъемностью 130 т.

Анализ изменения среднеквадратичных значений (СКЗ) виброускорений (рисунок 3, а) показывает, что при наработке самосвала до 200000 км эта величина практически остается постоянной.

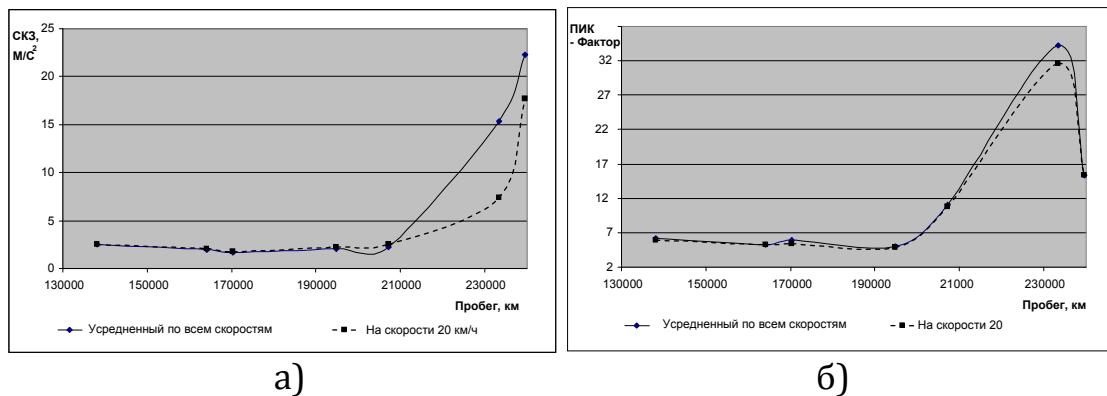


Рис. 3. Зависимость СКЗ (а) и ПИК-фактора (б) виброускорений от пробега

Далее она возрастает, одновременно начинают расти пиковые значения виброускорений и ПИК-фактор (рисунок 3, б).

Так как между амплитудой ударного импульса и пиковым значением виброускорений существует линейная зависимость, то с ростом пиковых значений возрастает коэффициент динамичности  $K_{Hv}$ . В таблице приводятся значения  $K_{Hv_i}$ , определенных по результатам вибромониторинга и рассчитанных по ним контактных напряжений  $\sigma_{H_i}$ , величин расходования ресурса  $\Delta Q_{H_i}$  для каждого  $i$ -го интервала наработки  $\Delta S_i$  самосвала при его работе в карьере на подъеме. Число циклов нагружения  $N_i$  центрального колеса при прохождении самосвалом пути  $\Delta S_i$  рассчитывается по формуле

$$N_i = \frac{\Delta S_i}{2\pi r_k} \cdot \frac{z_k}{z_u} n_w,$$

где  $z_u$  – число зубьев центрального колеса,  $z_k$  – число зубьев коронного колеса второй ступени,  $n_w$  – число сателлитов,  $r_k$  – радиус колеса самосвала.



Расход ресурса зубчатой пары на каждом интервале наработки самосвала рассчитывается по формуле

$$\Delta Q_{Hi} = \sigma_{Hi}^{qH} N_i \text{ МПа}^{qH} .$$

Таблица. Величины значений коэффициентов динамичности, контактных напряжений, расходования ресурса  $\Delta Q_{Hi}$  для каждого  $i$ -го интервала наработки  $\Delta S_i$  самосвала при его работе в карьере на подъеме

$i$ -й интервал наработки	1	2	3	4
Наработка $\Delta S_i$ , км	0-77924	77924-82846	82846-93423	93423-95804
$K_{HVi}$	1,03	1,071	1,600	1,700
$K_{Hi}$	1,653	1,719	2,658	2,729
$\sigma_{Hi}$ , МПа	1221	1246	1522	1569
Число циклов, $N_i$	$0,9812 \cdot 10^8$	$0,062 \cdot 10^8$	$0,132 \cdot 10^8$	$0,03 \cdot 10^8$
Расход ресурса, $\Delta Q_{Hi}$	$3,25 \cdot 10^{26}$	$0,232 \cdot 10^{26}$	$1,64310^{26}$	$2,581 \cdot 10^{26}$

Остаточный ресурс  $R_{остi}$  на  $i$ -м интервале равен,

$$R_{остi} = R_H - \sum_{i=1}^i \Delta Q_{Hi}, \text{ МПа}^{qH} .$$

Остаточная наработка в числах циклов нагружения зубьев при движении самосвала на подъеме в карьере составит для  $i$ -го интервала

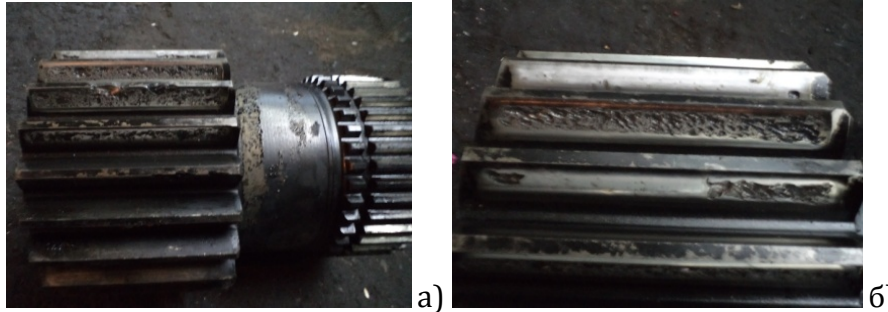
$$N_{остi} = R_{остi} / \sigma_{Hi}^6 ,$$

или в пересчете в километрах пробега (под нагрузкой)

$$S_{остi} = \frac{2\pi r_k Z_{ц} N_{остi}}{(Z_k \cdot n_w)} \text{ км.}$$

Расчеты показывают, что остаточный ресурс был равен нулю при общем пробеге (с учетом движения на спуск в карьере и режима

транспортировки)  $S=2,281 \cdot 10^5$  км. Разборка редуктора с заменой поврежденной шестерни (рисунок 4) подтвердила предварительный диагноз.



а) – солнечная шестерня РМК, б) – поврежденные рабочие поверхности зубьев

Рис. 4. Центральная шестерня второго ряда РМК после пробега 238000 км.

**Заключение.** Основные преимущества созданной методологии оценки технического состояния и прогнозирования остаточного ресурса зубчатых передач – проведение вибромониторинга и диагностики приводных зубчатых механизмов в процессе эксплуатации, работа в условиях постоянно меняющихся скоростей и нагрузок, автоматизация процесса вибромониторинга.

Применение таких систем в хозяйствах позволит перейти от планово-предупредительной системы обслуживания автотракторной техники и оборудования к обслуживанию по их фактическому состоянию, повысить качество эксплуатации техники, значительно сократить расходы на ее ремонт.

### Список литературы

1. Ишин, Н.Н. Оценка остаточного ресурса зубчатых передач при стендовых испытаниях по данным вибромониторинга/ Н.Н. Ишин, А.М. Гоман, А.С. Скороходов/ Вісник Національного Технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. – Харків: НТУ «ХПІ», 2012. – № 35. – с. 37–51.
2. Берестнев, Я.О. Новые методы экспериментального определения критериальных параметров динамических систем приводных механизмов/ Я.О. Берестнев, Н.Н. Ишин. – Минск. УП «Технопринт», 2004.– 117 с.
3. Комплексный контроль и повышение качества зубчатых приводных механизмов для машиностроения/ О.В. Берестнев, В.Е. Антонюк, Н.Н. Ишин, А.М. Гоман, А.Н. Панов, А.С. Скороходов и др. – Мн.: БелГИСС, 2009. – 115 с.
4. Ишин, Н.Н. Приближенный метод определения параметров ударного виброимпульса зубчатого зацепления/ Н.Н. Ишин, А.М. Гоман, А.С. Скороходов, М.К. Натурьева /Наука и техника. Международный научно-технический журнал. БНТУ. 2012, № 3, с. 63–66.

5. Павлов, Б.В. Акустическая диагностика механизмов / Б.В. Павлов // М.: Машиностроение, 1971. – 220с.
6. Ишин, Н.Н. Методология оценки вибрационной нагруженности подшипникового узла зубчатого механизма/ Н.Н. Ишин, А.М. Гоман, А.С. Скороходов/ Вестник Брестского государственного технического университета, № 4, 2012, с. 20–25.
7. Тимошенко, С.П. Теория упругости/ С.П. Тимошенко, Дж. Гудьер. – М.: Наука, 1975. – 576 с.
8. Левитский, Н.И. Колебания в механизмах/ Н.И. Левитский. – М.: Наука, 1988. – 336с.

*Статья поступила в редакцию 05.05.14*