

2003 / <http://gears.ru/transmis/zaprogramata/1.307.pdf>. **11. Дорофеев В.Л.** Основы технологии компьютерного моделирования полей напряжений методом комплексных аналитических функций // Новые технологии управления движением технических объектов. Материалы 3-й Международной научно-технической конференции. – Том 2. – Новочеркасск, 2000. – С.104-109. **12. Дорофеев В.Л.** Анализ и расчет контактных и изгибных перемещений деталей машин // Вестник машиностроения – 1993. – №10. – С.5-7. **13. Литвин Ф.Л.** Теория зубчатых зацеплений. – М.: Наука, 1968. – 584с. **14. Нежурин И.П.** Кинематическая точность зубчатых колес и ее контроль // Стандартизация. – 1963. – №6. – С.8-14. **15. Кодир Д.С.** Контактная гидродинамика смазки деталей машин. – М.: Машиностроение, 1976. – 304с. **16. Novicov A.S., Paikin A.G., Dorofeyev V.L., Ananiev V.M., Kapelevich A.L.** Application of Gear with Asymmetric Teeth in Turbo-prop Engine Gearbox // Geartechnology. – January/February, 2008. – p.60-64. **17. Кравченко И.Ф., Единович А.Б., Яковлев В.А., Дорофеев В.Л.** Экспериментальные и теоретические результаты исследования авиационных зубчатых передач для двигателей пятого и шестого поколений // Авиационно-космическая техника и технология. – Харьков: ХАИ, 2008. – №8(55). – С.129-134. **18. Дорофеев В.Л., Дорофеев Д.В., Единович А.Б., Корнейчук А.В.** Особенности проектирования редукторов для самых мощных в мире украинско-российских авиационных двигателей // Вісник Національного Технічного університету "ХПІ". Збірник наукових праць. Тематичний випуск "Проблеми механічного приводу". – Харків: НТУ "ХПІ", 2010. – №27. – С.54-61.

Поступила в редколлегию 10.03.2013

УДК 621.833.01

Система моделирования "AEROFLANK" & прямой синтез износостойких и маломощных зубчатых передач / В.Л. Дорофеев, В.В. Голованов, Д.В. Дорофеев // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ". – 2013. – №40(1013). – С.39-48. – Бібліогр.: 18 назв.

Знос профілю зубців високошвидкісних зубчастих коліс має місце на голівках і ніжках зубців. Околуполосна зона таких коліс зношується незначно. Показано, що використання системи прямого синтезу зубчастих передач "AEROFLANK" дозволяє: 1. знайти таку лінію профілю, при якій зубці контактують тільки через шар мастила на всьому протязі лінії зацеплення; 2. в кілька разів зменшити потужність, затрачену на генерацію вібрацій; 3. зменшити контактні та згинні напруження.

Ключові слова: зубчасті колеса, синтез, знос.

Deterioration of a cross-section of teeth of high-speed tooth gears takes place on heads and legs of teeth. The circumpolar zone wears out slightly. Use of system of direct synthesis of toothed gearings "AEROFLANK" allows: 1. To find such line of a cross-section at which teeth contact only through a lubricant layer on all line of action; 2. Several times to reduce the capacity spent for generation of vibrations; 3. To reduce contact and bending stresses.

Keywords: tooth gears, synthesis, wear.

УДК 620.169.2

Н.Н. ИШИН, к.т.н., доц., заместитель директора НТЦ "Карьерная техника" Объединенного института машиностроения НАН Беларуси, Минск;
А.М. ГОМАН, к.т.н., доц., начальник отдела Объединенного института машиностроения НАН Беларуси;
А.С. СКОРОХODOB, к.т.н., вед. научный сотрудник Объединенного института машиностроения НАН Беларуси;
С.А. ГАВРИЛОВ, директор ОАО "Полтава-БелАЗ-сервис", Комсомольск

НАЗНАЧЕНИЕ ПРЕДЕЛЬНО ДОПУСТИМЫХ УРОВНЕЙ ВИБРАЦИЙ ПРИ ВИБРОДИАГНОСТИКЕ ЗУБЧАТЫХ МЕХАНИЗМОВ

Изложен метод предварительного назначения предельных уровней вибраций при автоматизированном вибромониторинге технического состояния зубчатых механизмов. Метод базируется на гипотезе линейной зависимости параметров вибраций от величины зазоров в сопряжениях и позволяет, в отсутствие статистической базы по вибрационным характеристикам механизма в зависимости от наработки, назначить ориентировочные уровни вибраций зубчатого механизма для контроля его состояния в эксплуатации.

© М.М. Ишин, А.М. Гоман, А.С. Скороходов, С.А. Гаврилов, 2013

Ключевые слова: вибрация, предельно допустимый уровень, диагностика, зубчатый механизм, эксплуатация, ресурс.

Введение. В практике эксплуатации механических агрегатов (редукторов, трансмиссий и т.п.) основным способом диагностирования пока еще остается поэлементный контроль деталей и узлов агрегата, разбираемого после некоторой нормативной наработки, что связано с большими трудозатратами и риском нарушить взаимную приработку его звеньев и узлов. Методы вибродиагностики, базирующиеся на зависимости параметров вибраций от появляющихся при эксплуатации изменений в подвижных сопряжениях механизма, и позволяющие без разборки оценить техническое состояние механизма измеряя и анализируя вибрационные характеристики объекта, весьма перспективны при организации обслуживания механизмов.

Такие методы диагностики позволяют значительно повысить коэффициент технической готовности машин, снизить затраты на их обслуживание. Однако все это возможно только при наличии достоверных критериев вибродиагностики с предельно допустимыми уровнями параметров вибраций, по которым оценивается состояние механизма. Вместе с тем, сформулировать эти критерии в общем виде достаточно сложно даже для одного типоразмера механизмов, поскольку уровень неопределенности виброотклика на неисправность довольно высок. Уменьшить эту неопределенность можно путем применения индивидуальной виброакустической паспортизации механизмов, суть которой в следующем: для исправного механизма по определенной схеме фиксируются его виброакустические характеристики, с которыми впоследствии сопоставляются текущие характеристики, фиксируемые по такой же схеме.

Анализ последних исследований и литературы. Как показано в [1], для многих машин результаты измерений вибрации статорных элементов являются достаточными для адекватной оценки условий надежности их эксплуатации, а также влияния на работу соседних агрегатов. При этом результаты измерений вибрации могут быть использованы при эксплуатационном контроле, приемочных испытаниях, диагностических и аналитических исследованиях. Данный стандарт является руководством по эксплуатационному контролю вибрации и измерениям вибрации при приемочных испытаниях оборудования.

Например, согласно данному стандарту для производителей оборудования критерии приемки, основанные на использовании среднего квадратического значения виброскорости, должны иметь определенную форму, см. рисунок 1.

Бортовые редукторы моторколес (РМК) большегрузных самосвалов БелАЗ являются одним из ответственных узлов, в большой степени определяющих надежность и ресурс этих уникальных машин.

Достоверность определения

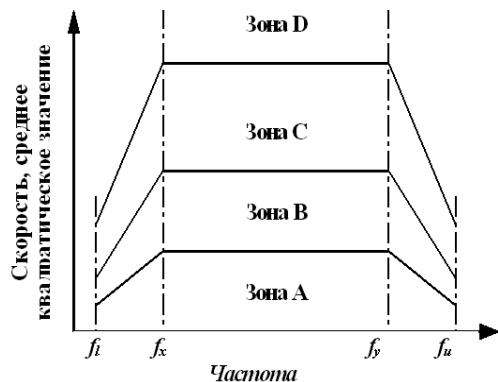


Рисунок 1 – Общий вид кривых для критерия на основе среднего квадратического значения виброскорости в [1]

предельно допустимых значений вибраций зубчатых приводных механизмов машин при статистическом подходе зависит от объема выборки, т.е. количества диагностируемых машин. В качестве критериальных диагностируемых параметров могут служить комплексы (дискриминанты), выражаемые через амплитудные значения вибрационных спектров лимитирующих надежность РМК элементов (зубчатые передачи, подшипники). Нормирование уровня вибраций РМК можно осуществить на основе статистического анализа уровней вибраций некоторого определенного числа бортовых редукторов самосвалов до и после эксплуатации (при поступлении в ремонт).

Такой метод оценки технического состояния машин посредством сбора информации о вибрации машин, как показано в [2-5], и исследование вызываемых ею отказов узлов и их элементов получил достаточно широкое распространение в мировой практике.

Основным объективным параметром нормирования вибрации РМК карьерных самосвалов может служить величина виброускорения.

Амплитуда виброускорения зависит от величины зазоров в таких лимитирующих надежность РМК элементов, как зубчатые передачи и подшипниковые узлы. Безударное движение валов в подшипниках качения имеет место при определенных величинах рабочих радиальных зазоров, в зубчатых передачах в процессе эксплуатации происходит увеличение зазоров в подшипниковых узлах, вызывающих изменение межосевого расстояния, что в совокупности с износом поверхностей зубьев приводят к изменению погрешностей шагов зацепления и, как следствие, к увеличению ударных нагрузок в зубчатых зацеплениях.

Для установления допустимых значений вибрации редукторов и опор редукторных систем можно использовать данные норм вибрации механизмов аналогов, приведенные в [3, 4]. Например, для диапазона низких частот до 31,5 Гц в [3] расчетные значения допустимых среднеквадратических величин виброускорений в дБ зубчатых механизмов трактора производится по формуле

$$L = 20 \lg \frac{[a](2\pi f)^2}{\sqrt{2} \cdot 3 \cdot 10^{-4}},$$

где $[a]$ – допустимый зазор, м; f – частота, Гц; $3 \cdot 10^{-4}$ – нулевой уровень для определения логарифмического уровня виброускорения, м/с^2 .

Для значения зазора $[a]=35 \cdot 10^{-6}$ м в [3], см. рисунок 2, приведена зависимость допустимых величин виброускорений от частоты для трактора Т-150К.

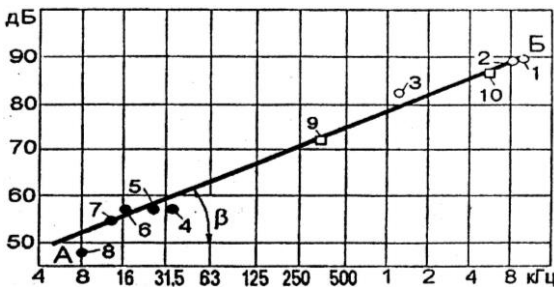


Рисунок 2 – Зависимость допустимых виброускорений, не оказывающих вредного влияния на надежность и усталостную прочность узлов и деталей от частоты для трактора Т-150К [3]

Следовательно, в [3] для приводных зубчатых механизмов допустимый уровень вибрации в первом приближении экстраполируется линейной зависимостью (см. рисунок 2, линия АВ).

Цель статьи. Поскольку в настоящее время еще нет достаточной статистической базы по вибрационным характеристикам

редукторов мотор-колес в зависимости от наработки, целью данной работы является разработка методических рекомендаций по назначению ориентировочных предельных значений вибрационных диагностических параметров на начальном этапе, с использованием для выработки критериев приведенной выше статистической модели.

Постановка задачи. В процессе эксплуатации мобильных транспортных средств происходит неизбежный износ трущихся поверхностей элементов зубчатых передач и подшипников. Увеличивающиеся при этом зазоры приводят к возрастанию ударных нагрузок, неизбежному увеличению как общего уровня вибрации, в зависимости от вида повреждения элементов, лимитирующих надежность приводных зубчатых механизмов, так и спектральных составляющих вибраций в соответствующем частотном диапазоне.

Таким образом, основная задача вибродиагностики РМК карьерных самосвалов заключается в оценке их технического состояния и прогнозирования остаточного ресурса по данным периодического вибромониторинга. С этой целью при создании бортовой автоматизированной системы диагностики необходимо разработать критерии оценки технического состояния РМК в целом и его элементов таким образом, чтобы в процессе эксплуатации на дисплее водителя отразилось текущее состояние РМК.

Материалы исследований. Для зубчатых передач и подшипников статистическими методами в [3, 4] установлено, что при достижении ими предельного состояния (выработка ресурса), имеет место превышение Δa вибрационного параметра, вызванного изменением зазора δ , в предельном состоянии a_{Π} (δ_{Π}) по сравнению с начальным значением a_0 (δ_0) примерно в 10 раз,

$$\Delta a = \frac{a_{\Pi}}{a_0} = \frac{\delta_{\Pi}}{\delta_0} = 10 \text{ раз,}$$

или в уровнях виброускорений в дБ на

$$\Delta L = 20 \lg \frac{L_{\Pi}}{L_0} = 20 \lg 10 = 20 \text{ дБ.}$$

Другими словами, при работе с логарифмическими уровнями виброускорений в дБ, величина предельного значения виброускорений РМК определяется как алгебраическая сумма исходного уровня L_0 и предельного прироста вибрации ΔL

$$L_{\Pi} = L_0 + \Delta L.$$

За норму критического значения уровня вибраций, учитывая статистический разброс предельных значений вибраций, целесообразно выбрать статистическое значение этой величины

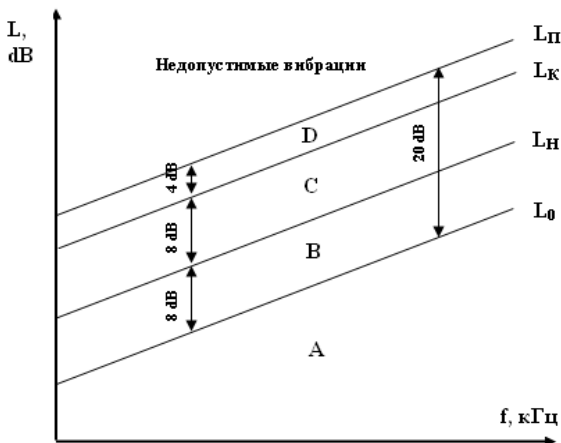
$$L_{\text{к}} = L_{\Pi} - k\sigma.$$

где $\sigma = \Delta L / 6 = 20 / 6 = 3,33 \text{ дБ}$ – среднеквадратическое значение прироста вибрации в процессе эксплуатации редуктора при рассмотрении этой величины как случайной; $k=1,2$ – коэффициент, определяющий поле допуска с вероятностью 96,5%.

Тогда

$$L_{\text{к}} = L_{\Pi} - 1,2 \cdot 3,33 = L_{\Pi} - 4, \text{ дБ.}$$

Для получения верхней границы зоны нормальной эксплуатации делим оставшийся диапазон $20 - 4 = 16 \text{ дБ}$ на две равные части



$$L_H = L_0 + 8, \text{ дБ.}$$

Такой подход позволяет назначить следующие диапазоны вибрации приводных зубчатых механизмов, см. рисунок 3: начальной вибрации (А), нормальной (В), увеличенной (С), критической (D).

Прямая L_0 определяет собой зависимость от значения частот максимально допустимых значений вибрации в начале эксплуатации. В процессе эксплуатации вследствие износа и накопления повреждений элементов

Рисунок 3 – Зоны вибрации приводных зубчатых механизмов

зубчатых приводов уровень вибрации на каждой частоте растет. Ширина каждой из полос диапазонов вибрации В и С принимается равной 8дБ. Линия, выделяющая недопустимый уровень вибрации ($L_{П}$), превышает уровень вибрации диапазона С на 4дБ. Общий граничный прирост вибрации, заключенный линиями L_0 и $L_{П}$, составляет, как было указано ранее, 20дБ.

Результаты исследований. Методический подход, связанный с разбиением уровней вибрации на классы, позволяет контролировать техническое состояние РМК карьерных самосвалов БелАЗ. Покажем изменение среднеквадратического значения виброускорений РМК в зависимости от наработки (в км пути), см. рисунок 4. Замеры проводились на скорости движения самосвала 20 ± 5 км/ч, соответствующей движению грузовой машины на подъем в процессе работы самосвала в карьере Полтавского горно-обогатительного комбината.

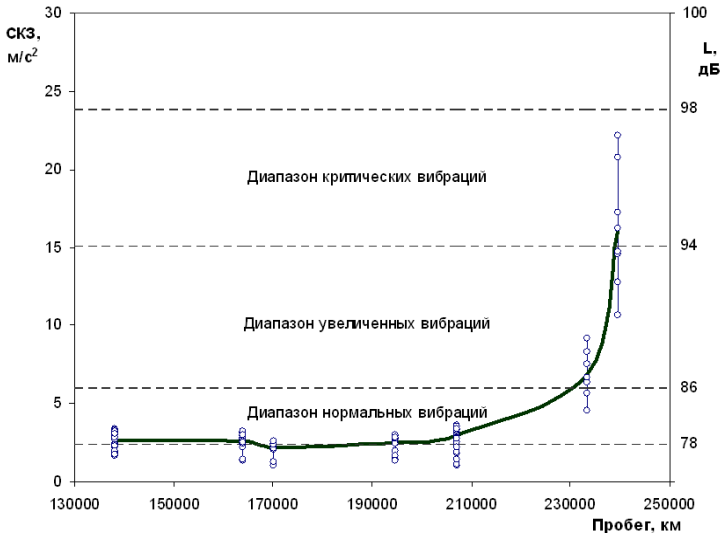


Рисунок 4 – Зависимость СКЗ виброускорений РМК от пробега

В таблице приведены результаты контроля СКЗ виброускорений в зависимости от наработки.

Таблица – Зависимость СКЗ виброускорений от пробега

Пробег, км	138172	164044	170197	194809	207115	233357	239510
СКЗ, м/с ²	2,57	2,11	1,75	2,22	2,54	7,37	17,71
СКЗ, дБ	78,5	76,9	75,3	77,4	78,5	87,8	95,4

Значения СЗК в дБ определяются по формуле

$$СЗЗ = 20 \lg \frac{СЗК(м/с^2)}{3 \cdot 10^{-4} (мм/с^2)}$$

Линия, определяющая уровень начальной вибрации РМК, равный 78дБ (см. рисунок 4), установлена экспериментально в начальный период эксплуатации автомобиля (см. рисунок 3, уровень А). Нормальному уровню вибрации РМК от 78дБ до 86дБ (см. рисунок 3, уровень В), на панели управления водителя самосвала индицируется зеленый сигнал и соответствует наработка самосвала от 203000км до 232000км. Увеличенный уровень вибрации определяется возрастанием вибрации от 86дБ до 94дБ при наработке самосвала от 232000км до 238000км (см. рисунок 3, уровень С), на панели управления водителя самосвала индицируется желтый сигнал. Критический уровень вибрации 94...98дБ (на панели управления водителя самосвала индицируется красный сигнал) свидетельствует о наличии прогрессирующего дефекта и требует прекращения эксплуатации РМК.

Выводы. Приведенный в статье методический подход позволяет осуществлять нормирование уровня вибраций РМК самосвала БелАЗ на основе статистического анализа уровней вибраций при обкатке машины до эксплуатации и при ее поступлении в ремонт.

На начальном этапе в качестве примера нормирование вибрации редуктора мотор-колеса приведено по данным вибромониторинга одного РМК. Однако в дальнейшем, по мере накопления статистической информации при мониторинге состояния 12-15 редукторов по данным эксплуатации опытной партии устройств вибромониторинга РМК, приведенные нормы, изначально основанные на экспериментальных данных для тракторов, будут пересмотрены и соответствующим образом скорректированы.

Приведенный в статье методический подход позволяет при организации вибромониторинга технического состояния трансмиссионных узлов мобильных машин в эксплуатации, и в отсутствие базы статистических данных о взаимосвязи наработки зубчатого механизма с его вибрационными характеристиками, осуществить предварительное нормирование предельных уровней вибраций элементов механизма.

Показано, что на начальном этапе создания бортового вибромониторинга РМК, разграничение зон вибраций, с назначением *ориентировочных* предельных уровней вибраций в этих зонах, необходимо связывать с уровнем вибраций редуктора в начале его эксплуатации, поскольку предельные значения вибраций будут индивидуальны для каждого редуктора.

Список литературы: 1. ГОСТ ИСО 10816-1. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на невращающихся частях. – Введен 01.07.1999. – М.: Изд-во стандартов, 1999. – 18с. 2. РД 50-638-87. Методические указания. Вибрация. Порядок разработки и правила нормирования вибрации машин и оборудования. 1988. – Н. Новгород: ВНИИИМАШ. 3. Мигаль В.Д., Мищенко В.М., Волков В.П., Гаврилов С.А., Мищенко А.В. Вибрация и надежность транспортных машин / Под редакцией В.Д. Мигалья.

– Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2007. – 383с. 4. *Давидов В.В.* Нормы вибрации. – Горький: Горьк. ин-т инженеров водного транспорта, 1965. – 20с. 5. *Мигаль В.Д., Кухтов В.Г., Лесь О.М., Микитенко В.М.* Моделирование вибраций подшипниковых опор, що проєктуються для транспортних засобів // Вісник ХИТУГС ім. Петра Василенка. – Харків, 2006. – Вип.47 "Технічний сервіс АПК, техніка та технології у сільськогосподарському машинобудуванні". – С.13-18.

Поступила в редколлегию 28.03.2013

УДК 620.169.2

Назначение предельно допустимых уровней вибраций при вибродиагностике зубчатых механизмов / Н.Н. Ишин, А.М. Гоман, А.С. Скороходов, С.А. Гаврилов // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ". – 2013. – №40(1013). – С.48-54. – Бібліогр.: 5 назв. Викладено метод попереднього призначення граничних рівнів вібрацій при автоматизованому вібромоніторингу технічного стану зубчастих механізмів. Метод базується на гіпотезі лінійної залежності параметрів вібрацій від величини зазорів в сполученнях і дозволяє, за відсутності статистичної бази по вібраційним характеристикам механізму в залежності від напрацювання, призначити орієнтовні рівні вібрацій зубчастого механізму для контролю його стану в експлуатації.

Ключові слова: вібрація, гранично допустимий рівень, діагностика, зубчастий механізм, експлуатація, ресурс.

The method of preliminary appointment of marginal levels of vibrations is stated at automated vibromonitoring of gear mechanisms technical condition. The method is based on a hypothesis of linear dependence of parameters of vibrations from size of backlashes in interfaces and allows, for lack of statistical base under vibrating characteristics of the mechanism depending on an operating time, to appoint rough levels of vibrations of the gear mechanism for the control of its condition in operation.

Keywords: vibration, maximum permissible level, diagnostics, gear mechanism, operation, resource.

УДК 627.7

М.А. КАШУРА, аспирант каф. технологии машиностроения и инженерного консалтинга ВНУ им. В.Даля, Луганск

МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕМПЕРАТУРНЫХ ПРОЦЕССОВ ПРИ ОБРАБОТКЕ ЗУБЬЕВ ЗУБЧАТОГО КОЛЕСА С ЗУБЬЯМИ ВИНТОВОГО ГИПЕРБОЛОИДНОГО ПРИТИРА

На базе метода обработки зубьев цилиндрических зубчатых колес винтовым гиперболоидным притиром построена математическая модель расчета контактной температуры в зоне обработки. Определена скорость относительного скольжения. Произведены расчеты и построен график температуры пятна контакта.

Ключевые слова: притирка, винтовой гиперболоидный притир, температура, скорость скольжения, зубчатое колесо, поверхность, пятно контакта.

Введение. Современный технологический процесс изготовления зубчатых колес должен обеспечивать изготовление деталей, соответствующих условиям эксплуатации и требованиям точности при минимальных затратах. Основными факторами, влияющими на выбор технологического процесса, являются: конструкция и размеры зубчатого колеса; вид заготовки и материал; требования к точности и термической обработке колеса; объем производства. Правильность назначения режимов резания для обработки деталей оказывает большое влияние на качество обработанной поверхности.

Одним из параметров, сопровождающих процесс обработки и влияющий на ее качество, является температура, возникающая между обрабатываемой поверхностью детали и инструментом. Высокая температура контакта может приводить к образованию прижогов, деформации обрабатываемой поверхно-

© М.А. Кашура, 2013