

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРЕДЕЛЬНО ДОПУСТИМЫХ УРОВНЕЙ ВИБРАЦИЙ ПРИ ВИБРОДИАГНОСТИКЕ ЗУБЧАТЫХ ПРИВОДОВ С УЧЕТОМ РЕМОНТОВ

Ю. А. Дакало¹

¹ Магистр технических наук, аспирант, старший преподаватель кафедры машиноведения Брестского государственного технического университета, Брест, Беларусь

Реферат

Изложен метод предварительного назначения предельных уровней вибраций при вибромониторинге технического состояния зубчатых механизмов, учитывающий изменение параметров вибрации после частичной замены деталей при ремонтах. 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.

Ключевые слова: уровень вибрации, диагностика, зубчатый привод, зазор в сопряжениях, наработка.

DETERMINATION OF THE MAXIMUM PERMISSIBLE VIBRATION LEVELS DURING VIBRATION DIAGNOSTICS OF GEAR DRIVES TAKING INTO ACCOUNT REPAIRS

Y. A. Dakalo

Abstract

A method for preliminary assignment of limiting vibration levels during vibration monitoring of the technical condition of gear mechanisms is described, taking into account the change in vibration parameters after partial replacement of parts during repairs. The method is based on the hypothesis of a linear dependence of vibration parameters on the size of the gaps in the mates and allows, in the absence of a statistical base for the vibration characteristics of the mechanism, depending on the operating time, to assign approximate vibration levels of the gear mechanism to control its state in operation.

Keywords: vibration level, diagnostics, gear drive, clearance in joints, operating time.

Введение

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. Одним из основных условий применения методов вибродиагностики технических систем является наличие достоверных критериев, по которым оценивается состояние механизма.

Существующие рекомендации по определению предельно допустимых уровней параметров вибраций не учитывают влияние периодических ремонтов на изменение данных величин. Поэтому после замены отдельных деталей привода заново необходимо выполнить расчет допустимых значений данных параметров.

Цель исследования

Целью данной работы является разработка методических рекомендаций по назначению ориентировочных предельных значений вибрационных диагностических параметров на этапе эксплуатации, учитывающих изменение параметров вибрации после частичной замены деталей при ремонтах.

Постановка задачи

Целесообразно при мониторинге технического состояния редукторных систем использовать вибрационные методы диагностирования механизмов, которые характеризуются относительно малой трудоемкостью, возможностью установки вибрационного датчика в удобном месте, возможностью использования встроенных датчиков [1, 2]. Такие методы диагностики позволяют значительно повысить коэффициент технической готовности машин, снизить затраты на их обслуживание. Эффективная вибродиагностика возможна только при наличии достоверных критериев в виде предельно допустимых уровней параметров вибраций, по которым оценивается состояние механизма. Для получения этих критериев может быть применена индивидуальная виброакустическая паспортизация механизмов, суть

которой заключается в следующем [3]: для исправного механизма по определенной схеме фиксируются его виброакустические характеристики, с которыми впоследствии сопоставляются текущие характеристики, фиксируемые по такой же схеме.

При проведении ремонта, как правило, только часть деталей привода заменяется на новые (или исправные, но бывшие в эксплуатации), в то время как другая часть остается функционировать с частично выработанным ресурсом. Поэтому при эксплуатационной диагностике и оценке остаточного ресурса такого привода возникает проблема учета влияния замененных элементов на вибрационные параметры и ресурсные показатели привода в целом.

Поэтому такой подход не учитывает изменение условий работы элементов привода, а следовательно, и параметров вибраций вследствие ремонтов, так как в результате ремонта, как правило, только часть деталей редуктора заменяется на новые, в то время как другая часть остается функционировать с частично выработанным ресурсом.

Таким образом, актуальной задачей является разработка методики определения предельно допустимых уровней вибрации после ремонтов для более эффективной диагностики зубчатых механизмов.

Основная часть

Погрешности изготовления и монтажа, а также деформации зубьев под нагрузкой, могут быть сведены к величине действующей погрешности шага зацепления, которая и определяет разностную скорость вхождения зубьев в зацепление V_0 . [4-7]. Износ и контактное выкрашивание зубчатых профилей также меняют шаг зацепления зубьев, что приводит к изменению амплитуды и формы ударного импульса, а следовательно, и динамической составляющей нагрузки в зубчатом зацеплении. В свою очередь величина динамической нагрузки определяет уровень виброакустической активности зубчатой передачи и имеет с ней корреляционную связь. Это даёт возможность использовать параметры вибраций, в частности, амплитуды колебаний на зубцовых частотах и их гармониках для оценки технического состояния зубчатых зацеплений в процессе эксплуатации.

Задавая возмущающие воздействия в разработанной математической модели в виде периодических (следующих с зубцовой частотой

той) ударных импульсов, генерируемых в зубчатых сопряжениях РМК при пересопряжении зубьев, и периодическое (с той же частотой) изменение жесткости зацепления, можно оценить уровни вибраций РМК. Амплитуды возмущающих колебания ударных импульсов определяются согласно методике [8, 9] с учетом нагрузочных и скоростных режимов работы редуктора, погрешностей изготовления и деформации зубьев под нагрузкой, а также степенью износа рабочих поверхностей зубьев.

Для приводных зубчатых механизмов можно выделить следующие диапазоны вибрации: начальной вибрации (А), нормальной (В), увеличенной (С), критической (D) (рисунок 1) [10].

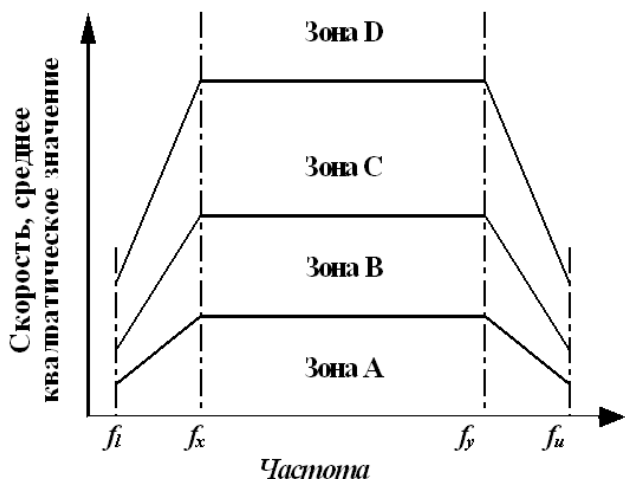


Рисунок 1 – Общий вид кривых для критерия диагностирования на основе среднего квадратического значения (СКЗ) виброскорости

На практике линия, определяющая уровень начальной вибрации (Зона А), корректируется в начальный период эксплуатации автомобиля, осуществляется нормирование на основе статистического анализа уровней вибраций при обкатке машины до эксплуатации.

Данная методика предусматривает определение предельных значений виброактивности для диапазонов вибромониторинга только для вновь изготовленного редуктора, поскольку после ремонта границы зон сместятся (рисунок 2).

В случае частичного ремонта расчет виброактивности должен производиться из других соображений.

Рассмотрим методику определения предельно допустимых уровней вибраций на примере первой ступени редуктора моторколеса (РМК) самосвала «БелАЗ» (рисунок 3).

Ранее для вновь изготовленного РМК были получены следующие предельные значения виброактивности для диапазонов вибромониторинга [3]:

- зона А – до 74 дБ;
- зона В – 74...82 дБ; (износ зубчатых профилей не превышает 25%);
- зона С – 82...90 дБ; (износ упрочненного слоя достигает 100%);
- зона D – 90...94 дБ. (работает неупрочненная часть зуба).

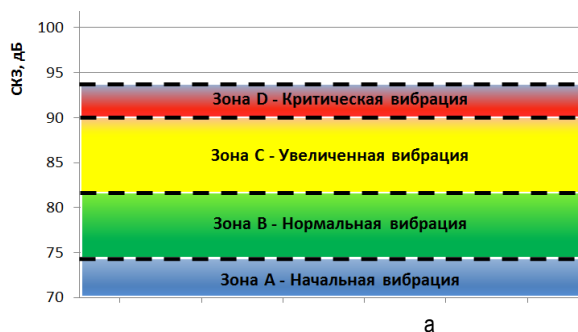


Рисунок 2 – Граничные уровни вибрации для зон технического состояния: а – новый редуктор; б – редуктор после ремонта

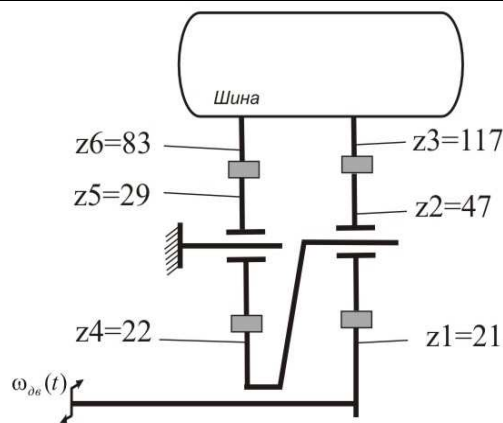


Рисунок 3 – Кинематическая схема РМК самосвала БелАЗ 75131

В процессе эксплуатации происходит износ поверхностей зубьев зубчатых передач РМК. Несущая способность зубьев определяется состоянием упрочненных поверхностных слоев. Для упрочнения поверхностных слоев зубьев центрального колеса и сателлитов используется такой вид термообработки как цементация. Максимальная толщина цементированного слоя составляет $2,1 \cdot 10^{-3}$ м. Известно, что предельный износ зубчатых передач для условий широкого диапазона нагрузок колеблется от 10% до 30%. Так как РМК является тяжело нагруженной передачей, работающей в условиях абразивной запыленности, то предельно допустимый износ не должен превышать 10...12%. По сравнению с остальными зубчатыми колесами РМК зубчатые колеса сателлитов подвержены большей степени изнашивания, поскольку оба профиля зуба являются рабочими [11].

Рассмотрим случаи, когда износы поверхностного слоя зубьев последовательно составляют $0,55 \cdot 10^{-3}$ (25% от первоначальной толщины упрочненного слоя); $1,1 \cdot 10^{-3}$ (50%); $1,6 \cdot 10^{-3}$ (75%); $2,1 \cdot 10^{-3}$ (100%) м. В первом приближении эти величины принимаем как погрешности шагов зацеплений $\Delta_1 = 0,55 \cdot 10^{-3}$; $\Delta_2 = 1,1 \cdot 10^{-3}$; $\Delta_3 = 1,6 \cdot 10^{-3}$; $\Delta_4 = 2,1 \cdot 10^{-3}$ м. Им соответствуют приведенные ошибки $\delta_1 = 0,569 \cdot 10^{-3}$; $\delta_2 = 1,119 \cdot 10^{-3}$; $\delta_3 = 1,619 \cdot 10^{-3}$; $\delta_4 = 2,119 \cdot 10^{-3}$ м.

В таблице приведены значения уровней вибрации первой ступени РМК в месте установки вибродатчика на корпусе редуктора в зависимости от величины износа упрочненных поверхностей зубьев [12].

На основании данных таблицы строим график зависимости приведенной ошибки (δ) от величины износа (u) (рисунок 4).

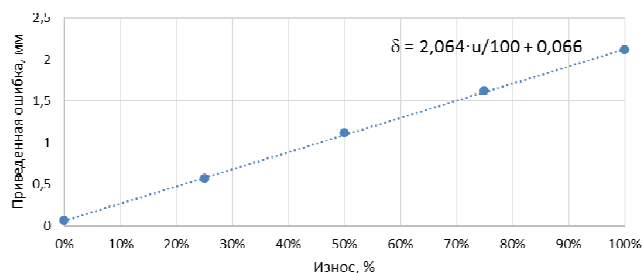


Рисунок 4 – График зависимости приведенной ошибки (δ) от величины износа (u)

Таблица – Уровни вибрации 1-ой ступени в зависимости от величины износа упрочненных поверхностей зубьев

Износ зубчатых профилей	Приведенная ошибка δ , м	F_{max} , Н	$\sigma_{1\text{ скз}}$, м/с ²	$L^1_{\text{скз}}$, дБ
0%	$0,064 \cdot 10^{-3}$	27124	1,62	74,6
25%	$0,569 \cdot 10^{-3}$	85100	5,08	84,6
50%	$1,119 \cdot 10^{-3}$	121000	7,23	87,6
75%	$1,619 \cdot 10^{-3}$	147400	8,80	89,3
100%	$2,119 \cdot 10^{-3}$	169800	10,14	90,5

Полученная зависимость:

$$\delta = f(u) = 2,064 \cdot u / 100 + 0,066, \text{ мм.} \quad (1)$$

Допустим, при первом ремонте имеется выход из строя и ремонт РМК с заменой солнечной шестерни 1-го планетарного ряда РМК. При этом мы знаем, что числа зубьев центрального колеса $Z_1=21$ и сателлитов $Z_2=47$ соотносятся как $Z_1:Z_2$, т. е. при 100% износе рабочего слоя зубьев солнечной шестерни износ рабочих профилей сателлитов с учетом их количества и интенсивности изнашивания составит:

$$u_2^I = \frac{Z_1}{Z_2} \cdot \frac{I_2}{n \cdot I_1} \cdot u_1^I = \frac{Z_1}{Z_2} \cdot \frac{I_2}{n \cdot I_1} \cdot 100\%, \quad (2)$$

где u_1^I, u_2^I – износ в процентах центрального колеса и сателлита после I-го ремонта соответственно, %;

n – число сателлитов;

I_1, I_2 – интенсивность износа зубьев центрального колеса и сателлита после I-го ремонта соответственно, %;

Z_1, Z_2 – числа зубьев центрального колеса и сателлита соответственно.

Зная зависимость изменения приведенной ошибки от величины износа $\delta_2=f(u)$, можно определить приведенную ошибку сателлита δ_2^I в зависимости от степени износа u_2^I на момент первого ремонта. Для солнечной шестерни приведенная ошибка после I-го ремонта δ_1^I определяется как для новой шестерни.

Таким образом, общая приведенная ошибка после I-го ремонта составит:

$$\delta_0^I = \delta_1^I + \delta_2^I. \quad (3)$$

Поскольку оба профиля зуба сателлитов являются рабочими, то для рассматриваемого случая принимаем $I_2 / I_1 = 2$. Таким образом, при 100% износе рабочего слоя зубьев солнечной шестерни, износ рабочих профилей сателлитов с учетом их количества и интенсивности изнашивания по формуле (2):

$$u_2^I = \frac{21}{47} \cdot \frac{2}{3 \cdot 1} \cdot 100 = 30\%.$$

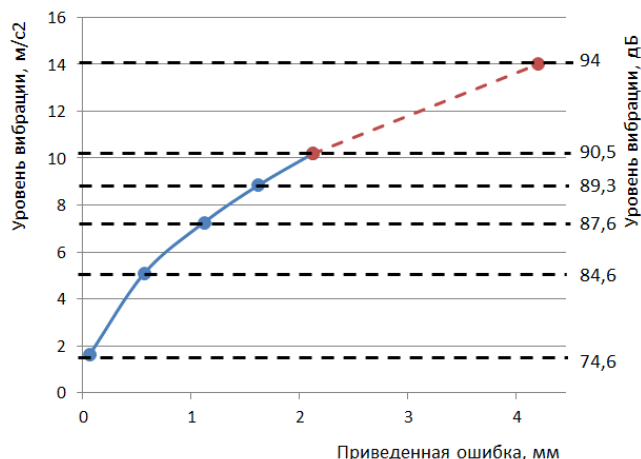
Тогда приведенная ошибка для сателлитов δ_2^I по состоянию на момент первого ремонта по зависимости (1):

$$\delta_2^I = 2,064 \cdot 30 / 100 + 0,066 = 0,685 \text{ мм.}$$

Для солнечной шестерни приведенную ошибку после I-го ремонта принимаем по таблице как для новой шестерни $\delta_1^I = 0,064$ мм. Таким образом, общая приведенная ошибка после I-го ремонта по формуле (3) составит:

$$\delta_0^I = 0,064 + 0,685 = 0,749 \text{ мм.}$$

Зная величину δ_0^I по зависимостям, приведенным в [12], производится расчет исходного уровня вибрации (зона А). На рисунке 5 приведена полученная расчетная зависимость уровня вибрации 1-го планетарного ряда РМК от приведенной ошибки в зубчатом зацеплении [12].



— расчет; --- экстраполяция

Рисунок 5 – Зависимость уровня вибрации 1-го планетарного ряда РМК от приведенной ошибки в зубчатом зацеплении

Для зубчатых передач и подшипников статистическими методами в [3] установлено, что при достижении ими предельного состояния (выработка ресурса) имеет место превышение Δa вибрационного параметра, вызванного изменением зазора δ , в предельном состоянии a_n (δ_n) по сравнению с начальным значением a_0 (δ_0) примерно в 10 раз:

$$\Delta a = \frac{a_n}{a_0} = \frac{\delta_n}{\delta_0} = 10 \text{ раз} \quad (4)$$

или в уровнях виброускорений в дБ на

$$\Delta L = 20 \lg \frac{L_n}{L_0} = 20 \lg 10 = 20 \text{ дБ.} \quad (5)$$

На данном этапе расчетов исходный уровень вибрации определим по графику зависимости уровня вибрации 1-го планетарного ряда РМК от приведенной ошибки в зубчатом зацеплении (рисунок 5) - $\sigma_{1\text{ скз}} = 5,91$ м/с², или по формуле (5):

$$L^1_{\text{скз}} = 20 \lg \frac{5,91}{3 \cdot 10^{-4}} = 86 \text{ дБ.}$$

Как видно из расчетов, рассчитанный для полученного значения приведенной ошибки новый уровень виброускорений выше аналогичного для полностью новой зубчатой пары на 12 дБ.

Изменится и предельный уровень для зоны критической вибрации (зона D). Его следует определять из условия, что следующий ремонт необходимо будет осуществлять, когда износ зубьев солнечной шестерни или сателлита достигнет величины 100% удаления упрочненного слоя, при этом величина износа незаменимой детали достигнет также определенного уровня. Рассчитанный для этого значения приведенной ошибки новый уровень виброускорений будет несколько выше аналогичного для полностью новой зубчатой пары.

При этом возможно 2 случая:

1) износ упрочненного слоя солнечной шестерни 100%.

Для шестерни $\delta_1^{II} = \delta_{1max}$, где δ_{1max} – приведенная ошибка, соответствующая износу солнечной шестерни 100%.

Износ в процентах сателлитов на момент наступления предельного состояния шестерни:

$$u_2^{\text{II}} = 2 \cdot u_2^{\text{I}}.$$

Затем по зависимости $\delta = f(u)$ определяется приведенная ошибка сателлита δ_2^{II} в зависимости от степени износа u_2^{II} на момент наступления потребности во втором ремонте.

Суммарная приведенная ошибка колеса на момент наступления предельного состояния шестерни:

$$\delta_0^{\text{II}} = \delta_1^{\text{II}} + \delta_2^{\text{II}}. \quad (6)$$

Зная величину δ_0^{II} , по приведенным выше зависимостям производится расчет уровня для зоны критической вибрации (зона D) и определение границ зон B и C;

2) износ упрочненного слоя сателлита 100%.

Производим расчет износа в процентах солнечной шестерни на момент наступления предельного состояния сателлитов с учетом его износа после I-го ремонта:

$$u_1^{\text{II}} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{n \cdot l_1}{l_2} \cdot (100 - u_1^{\text{I}}), \% \quad (7)$$

Из функции $\delta = f(u)$ определяем приведенную погрешность солнечной шестерни δ_1^{II} . Для сателлитов $\delta_2^{\text{II}} = \delta_{2\text{max}}$, где $\delta_{2\text{max}}$ – приведенная ошибка, соответствующая износу сателлита 100%.

Суммарная приведенная ошибка на момент наступления предельного состояния сателлита:

$$\delta_0^{\text{II}} = \delta_1^{\text{II}} + \delta_2^{\text{II}}. \quad (8)$$

Зная величину δ_0^{II} , по приведенным выше зависимостям производится расчет уровня для зоны критической вибрации (зона D) и определение границ зон B и C.

На момент потребности II-го ремонта износ упрочненного слоя зубьев солнечного колеса достигнет 100%, т. е. по таблице 1 $\delta_1^{\text{II}} = \delta_{1\text{max}} = 2,119$ мм, а износ сателлитов составит $u_2^{\text{II}} = 2 \cdot u_2^{\text{I}} = 60\%$. По зависимости (1):

$$\delta_2^{\text{II}} = 2,064 \cdot 60 / 100 + 0,066 = 1,304 \text{ мм.}$$

Суммарная приведенная ошибка на момент наступления предельного состояния шестерни по формуле (8):

$$\delta_0^{\text{II}} = 2,119 + 1,304 = 3,423 \text{ мм.}$$

Зная величину δ_0^{II} , по приведенным выше зависимостям производится расчет уровня для зоны критической вибрации (зона D) и определение границ зон B и C [3].

На данном этапе уровень критической вибрации приближенно определим по графику зависимости уровня вибрации от приведенной ошибки (экстраполяция) (рисунок 5) – $\sigma_{1 \text{ сзк}} = 12,5$ м/с², или по формуле (5):

$$L_{\text{сзк}}^1 = 20 \lg \frac{12,5}{3 \cdot 10^{-4}} = 92 \text{ дБ.}$$

Как видно из расчетов, рассчитанный для полученного значения приведенной ошибки новый уровень виброускорений выше аналогичного для полностью новой зубчатой пары на 2 дБ.

Определение уровней вибрации после II-го и последующих ремонтов производится аналогичным образом. В случае замены солнечной шестерни и сателлитов, приведенные погрешности шестерни δ_1^{II} и сателлитов δ_2^{II} определяются как для новых.

Для корректного расчета новых уровней диапазонов вибрации и определения границ всех зон после замены элементов РМК необходимо учесть износ и других критичных элементов (остальных зубчатых колес и подшипников). Соответственно, необходимо будет откорректировать и значение остаточного ресурса РМК в целом (как и его составных частей).

Заключение

1. Приведенный в статье методический подход позволяет при организации вибромониторинга технического состояния зубчатых приводов 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 с учетом частичной замены деталей при ремонтах.
2. На основании разработанной методики произведен расчет предельно допустимых уровней вибраций на примере первой ступени редуктора мотор-колеса (РМК) самосвала БелАЗ.
3. Проведенные расчеты показали, что рассчитанный для полученного значения приведенной ошибки новый уровень виброускорений выше аналогичного для полностью новой зубчатой пары.

Список цитированных источников

1. Ишин, Н. Н. Динамика и вибромониторинг зубчатых передач / Н. Н. Ишин. – Минск : Беларус. навука, 2013. – 432 с.
2. Барков, А. В. Мониторинг и диагностика роторных машин по вибрации / А. В. Барков, Н. А. Баркова, А. Ю. Азовцев. – СПб. : С.-Петербург. Гос. морской техн. ун-т, 2000. – 159 с.
3. Ишин, Н. Н. Назначение предельно допустимых уровней вибраций при вибродиагностике зубчатых механизмов / Н. Н. Ишин, А. М. Гоман, А. С. Скороходов, С. А. Гаврилов // Вестник НТУ «ХПИ»: сб. науч. тр. – Серия : Проблемы механического привода. – Харьков : НТУ «ХПИ». – 2013. – Вып. 40 (1013). – С. 48–54.
4. Ишин, Н. Н. Исследование ударного взаимодействия прямозубых зубчатых колес применительно к задачам вибродиагностики. Постановка задачи, выбор динамической модели, вывод дифференциальных уравнений удара / Н. Н. Ишин, А. М. Гоман, А. С. Скороходов // Весці НАН Беларусі. Сэр. фіз.-тэхн. навук. – 2011. – № 3. – С. 41–46.
5. Ишин, Н. Н. Исследование взаимосвязи параметров ударных импульсов в зубчатых зацеплениях и вибраций приводных механизмов. Методология оценки амплитуд виброимпульсов, измеряемых на подшипниковых узлах механизмов / Н. Н. Ишин, А. М. Гоман, А. С. Скороходов // Весці НАН Беларусі. – Сэр. Фіз.-тэхн. навук. – 2013. – № 2. – С. 83–88.
6. Ишин, Н. Н. Исследование ударного взаимодействия прямозубых зубчатых колес применительно к задачам вибродиагностики. Определение параметров ударного импульса в зубчатом зацеплении прямозубых цилиндрических зубчатых колес / Н. Н. Ишин, А. М. Гоман, А. С. Скороходов // Весці НАН Беларусі. – Серия фізіка-тэхнічных навук. – 2012. – № 1. – С. 58–63.
7. Ишин, Н. Н. Исследование ударного взаимодействия прямозубых зубчатых колес применительно к задачам вибродиагностики. Спектральный анализ ударных импульсов зубчатой передачи / Н. Н. Ишин, А. М. Гоман, А. С. Скороходов // Весці НАН Беларусі. – Серия фізіка-тэхнічных навук. – 2012. – № 2. – С. 53–59.
8. Лепеш, Г. В. Диагностика и комплексное обслуживание инженерно-технических систем и оборудования зданий и сооружений / Г. В. Лепеш // Техніко-техналогічныя праблемы сервіса. – 2016. – № 1(35). – С. 6–16.
9. Карташевич, А. Н. Диагностирование автомобилей: учеб. пособие / А. Н. Карташевич, В. А. Белоусов, А. А. Рудашко, А. В. Новиков. – Минск : Новое знание, 2011. – 208 с.
10. Вибрация и надежность транспортных машин / Под редакцией В. Д. Мигалы. – Харьков : Изд-во ХНАДУ, 2007. – 383 с.
11. Тищенко, Н. Т. Прогнозирование остаточного ресурса редукторов мотор-колес автомобилей БелАЗ / Н. Т. Тищенко, Ю. А. Власов // Вестн. Томск. гос. архит.-строит. ун-та. – Томск: ТГАСУ, 2000. – № 2. – С. 221–226.
12. Создать опытный образец устройства вибромониторинга редуктора мотор-колес (РМК) и интегрировать его в бортовую контрольно-диагностическую систему самосвала: отчет о НИР (заключительный) / Объединенный институт машиностроения НАН Беларусі; рук. темы Н. Н. Ишин. – Минск, 2013. – 168 с.

References

1. Ishin, N. N. Dinamika i vibromonitoring zubchatykh peredach / N. N. Ishin. – Minsk : Belarus. navuka, 2013. – 432 s.
2. Barkov, A. V. Monitoring i diagnostika rotornykh mashin po vibratsii / A. V. Barkov, N. A. Barkova, A. YU. Azovcev. – SPb. : S.-Peterb. Gos. morskoy tekhn. un-t, 2000. – 159 s.
3. Ishin, N. N. Naznachenie predel'no dopustimyykh urovnej vibratsiy pri vibrodiagnostike zubchatykh mekhanizmov / N. N. Ishin, A. M. Goman, A. S. Skorohodov, S. A. Gavrilov // Vestnik NTU «HPI» : sb. nauch. tr. – Seriya : Problemy mekhanicheskogo privoda. – Har'kov : NTU «HPI». – 2013. – Vyp. 40 (1013). – S. 48–54.
4. Ishin, N. N. Issledovanie udarnogo vzaimodeystviya pryamozubykh zubchatykh koles primenitel'no k zadacham vibrodiagnostiki. Postanovka zadachi, vybor dinamicheskoy modeli, vyvod differentsial'nykh uravneniy udara / N. N. Ishin, A. M. Goman, A. S. Skorohodov // Vesci NAN Belarusi. Ser. fiz.-tekhn. navuk. – 2011. – № 3. – S. 41–46.
5. Ishin, N. N. Issledovanie vzaimosvyazi parametrov udarnykh impul'sov v zubchatykh zaceplenyakh i vibratsiy privodnykh mekhanizmov. Metodologiya ocenki amplitud vibroimpul'sov, izmeryaemykh na podshipnikovykh uzlah mekhanizmov / N. N. Ishin, A. M. Goman, A. S. Skorohodov // Vesci NAN Belarusi. – Ser. Fiz.-tekhn. navuk. – 2013. – № 2. – S. 83–88.
6. Ishin, N. N. Issledovanie udarnogo vzaimodeystviya pryamozubykh zubchatykh kolyos primenitel'no k zadacham vibrodiagnostiki. Opredelenie parametrov udarnogo impul'sa v zubchatom zacepleni pnyamozubykh cilindricheskikh zubchatykh koles / N. N. Ishin, A. M. Goman, A. S. Skorohodov // Vesci NAN Belarusi. – Seriya fizika-tekhnichnykh navuk. – 2012. – № 1. – S. 58–63.
7. Ishin, N. N. Issledovanie udarnogo vzaimodeystviya pryamozubykh zubchatykh kolyos primenitel'no k zadacham vibrodiagnostiki. Spektral'nyy analiz udarnykh impul'sov zubchatoy peredachi / N. N. Ishin, A. M. Goman, A. S. Skorohodov // Vesci NAN Belarusi. – Seriya fizika-tekhnichnykh navuk. – 2012. – № 2. – S. 53–59.
8. Lepesh, G. V. Diagnostika i kompleksnoe obsluzhivanie inzhenerno-tekhnicheskikh sistem i oborudovaniya zdaniy i sooruzheniy / G. V. Lepesh // Tekhniko-tehnologicheskie problemy servisa. – 2016. – № 1(35). – S. 6–16.
9. Kartashevich, A. N. Diagnostirovanie avtomobiley: ucheb. posobie / A. N. Kartashevich, V. A. Belousov, A. A. Rudashko, A. V. Novikov. – Minsk : Novoe znanie, 2011. – 208 s.
10. Vibratsiya i nadezhnost' transportnykh mashin / Pod redaktsiej V. D. Migalya. – Har'kov : IZD-VO HNADU, 2007. – 383 s.
11. Tishchenko, N. T. Prognozirovanie ostatochnogo resursa reduktorov motor-koles avtomobiley BelAZ / N. T. Tishchenko, Yu. A. Vlasov // Vestn. Tomsk. gos. arhit.-stroit. un-ta. – Tomsk: TGASU, 2000. – № 2. – S. 221–226.
12. Sozdat' opytnyy obrazec ustrojstva vibromonitoringa reduktora motor-koles (RMK) i integrirovat' ego v bortovuyu kontrol'no-diagnosticheskuyu sistemu samosvala: otchet o NIR (zaklyuchitel'nyy) / Ob"edinennyy institut mashinostroeniya NAN Belarusi; ruk. Temy N. N. Ishin. – Minsk, 2013. – 168 s.

Материал поступил в редакцию 09.11.2020