



УДК 621.833

С.Н. ПОДДУБКО, канд. техн. наук, доц. генеральный директор¹ E-mail: p-s-n@tut.by

Н.Н. ИШИН, д-р техн. наук, доц. начальник НТЦ «Карьерная техника»¹ E-mail: nik_ishin@mail.ru

А.М. ГОМАН, канд. техн. наук, доц. начальник отдела динамического анализа и вибродиагностики машин¹ E-mail: arcady.mih@tut.by

А.С. СКОРОХОДОВ, канд. техн. наук

ведущий научный сотрудник¹ E-mail:skanst@yandex.ru

Ю.А. ДАКАЛО старший преподаватель кафедры «Машиностроение»²

¹Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск, Республика Беларусь ²Брестский государственный технический университет, г. Брест, Республика Беларусь

Поступила в редакцию 29.01.2019.

ВИБРАЦИОННО-ИМПУЛЬСНЫЙ МЕТОД ОЦЕНКИ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ. РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ УДАРНЫХ ИМПУЛЬСОВ

Широко применяемые в настоящее время методы вибродиагностики подшипников предназначены в основном для квазистационарных условий их работы. Предложенный в статье метод расчета параметров ударного импульса, генерируемого в подшипниках качения благодаря наличию конструктивных радиальных зазоров, является дальнейшим развитием теоретических и методических исследований по научному направлению вибрационно-импульсного диагностирования применительно к эксплуатационной оценке технического состояния подшипников качения трансмиссионных узлов мобильной техники, работающих в условиях переменных нагрузочно-скоростных режимов. Приведен пример расчета параметров ударного импульса в шариковых радиальных однорядных подшипниках серии 307, установленных на валах испытательной коробки универсального стенда с разомкнутым потоком мощности.

Ключевые слова: подшипник, техническое состояние, диагностика, вибрация, ударный импульс, параметры ударного импульса

Введение. Оценка технического состояния механизма представляет сложную научно-техническую задачу, связанную с определением места возникновения дефекта, идентификацией вида дефекта и степени его развития. Для оценки состояния механизма могут применяться различные диагностические критерии, в качестве которых используются величины, характеризующие изменение механических, химических, электрических и других свойств физических процессов, связанных с техническим состоянием механизма и возможностью регистрации изменений этих величин посредством соответствующих приборов.

Характеристики вибраций в наибольшей степени удовлетворяют требованиям, предъявляемым к диагностическим критериям, позволяющим решать задачи оценки и прогноза состояния механизмов. Основанием для выбора в качестве диагностического сигнала вибрации механизма служит тот факт, что дополнительные динамические нагрузки, вызванные дефектом, возбуждают вибрации, фиксируемые вибродатчиком, установленным на корпусе механизма [1]. Это позволяет диагностировать процессы развития дефекта без разборки механизма. При этом вибрация, измеряемая вибродатчиком, представляет собой результат действия динамических колебательных сил, действующих в различных звеньях механизма, и описывается суммой периодических, ударных (импульсных) и случайных составляющих.

В зубчатых приводных механизмах основные причины возникновения вибрационных процессов связаны с образованием ударных импульсов в зубчатых передачах при пересопряжении зубьев [2], обусловленных погрешностями их изготовления, инерционно-жесткостными характеристиками и др., и в подшипниках качения, вызванных наличием радиального зазора [3].

При этом параметры ударных импульсов и вибрационных сигналов (виброимпульсов), являющихся проявлением ударных импульсов в вибрациях механизма, отражают взаимосвязи между техническим состоянием, динамической нагруженностью и виброактивностью элементов редуктора.

Постановка задачи. При выполнении заданий ГПНИ «Механика» и подпрограммы «Техническая диагностика» в Объединенном институте машиностроения НАН Беларуси в период 2011–2015 годов разработана теория вибрационно-импульсного возбуждения в зубчатых механизмах применительно к задачам диагностирования зубчатых передач [2]. Основные положения теории базируются на анализе и учете энергии колебаний, генерируемой ударным импульсом каждого входящего в зацепление зуба, и включают:

 математические модели для исследования динамики зубчатых передач (отличаются учетом деформаций и напряжений, локализующихся в примыкающих к площадкам контакта зубьев объемах материалов, воспроизведением контактного взаимодействия вдоль образующих профилей зубьев с учетом их геометрии, жесткости валов и подшипников, дефектов и повреждений зубчатых колес);

 аналитические зависимости, устанавливающие функциональную взаимосвязь между параметрами вибраций в зубчатом механизме и ударных импульсов в зацеплениях с учетом кинематических и геометрических параметров, нагрузочно-скоростных режимов работы, а также техническим состоянием зубчатых передач; метод расчета по амплитудам ударных импульсов в парах зубьев прямозубых зубчатых передач амплитуд виброускорений на корпусах приводных зубчатых механизмов.

На основе результатов теоретических исследований были разработаны, созданы и внедрены методы и средства вибрационно-импульсного диагностирования зубчатых колес трансмиссионных узлов мобильных машин, реализованные в виде программного обеспечения и бортовых микропроцессорных средств эксплуатационной оценки технического состояния и остаточного ресурса зубчатых колес, применительно к зубчатым передачам редукторов мотор-колес большегрузных самосвалов «БЕЛАЗ» [4].

Работы по данному научному направлению продолжаются и в настоящее время в рамках выполнения заданий программ «Техническая диагностика» и «Карьерная техника» [5, 6].

Учитывая тот факт, что широко применяемые в настоящее время методы вибродиагностики подшипников предназначены в основном для квазистационарных условий их работы (т. е. при незначительно меняющихся во времени частоте вращения и нагруженности), представляется целесообразным дальнейшее развитие теоретических и методических исследований по научному направлению вибрационно-импульсного диагностирования продолжить применительно к эксплуатационной оценке технического состояния подшипников качения трансмиссионных узлов мобильной техники.

Ударные импульсы в подшипниках качения. Наличие конструктивных радиальных зазоров [7] в подшипниках качения обусловливает образование ударных импульсов [8]. Вследствие того, что ось вала подшипника не остается неподвижной и совершает прецессию, вал сталкивается с телами качения и имеет место ударное взаимодействие, вызывающее вибрации в механизме. Соударения тел качения подшипника с дорожками качения характеризуются малой длительностью (порядка 10⁻⁴ с) и значительными по величине ударными силами, вызывающими возникновение дефектов в подшипниках: питтинг, отслаивание материалов, износ и др.

Процесс возникновения ударных сил при столкновении вала с телами качения (рисунок 1) происходит следующим образом [3, 9]:

- вследствие радиального зазора Δ при вращении положение вала устойчиво в течение промежутка времени, при котором он опирается на два тела качения;

- в момент времени, когда одно из тел качения достигает нижнего положения, внутреннее кольцо подшипника вместе с валом опрокидывается на следующее за ним тело качения.

Из-за радиального зазора радиус $R_{\rm B}$ дорожки качения внутреннего кольца (см. рисунок 1 *a*) меньше радиуса окружности $R_{\rm 1B}$, касающейся всех шариков:

$$R_{1B} = R_{B} + \Delta.$$



Рисунок 1 — Процесс возникновения ударных импульсов при столкновении вала с телами качения Figure 1 — Process of occurrence of shock pulses in collision of shaft with rolling elements

Периодические падения вала и создают периодические ударные импульсы. Период действия ударных импульсов равен

$$T_{\mu} = \frac{1}{f_{\rm H}} = \frac{2D_c}{f_{\rm Bp}N(D_c - d_{\rm TK}\cos\beta)}, \ {\rm c},$$

где $f_{\rm H}$ — частота перекатывания тел качения по наружному кольцу (Гц)

$$f_{\rm H} = \frac{f_{\rm BP}N}{2} (1 - \frac{d_{\rm TK}\cos\beta}{D_c})$$

 D_c — диаметр сепаратора; $d_{\text{тк}}$ — диаметр шарика; $\beta = 0$ — угол контакта шариков для радиального подшипника; $f_{\text{вр}}$ — частота вращения вала подшипника (Гц):

$$f_{\rm BP} = \frac{n}{60},$$

где n — частота вращения вала, мин⁻¹; N — число тел качения.

При падении внутреннее кольцо подшипника проходит расстояние h (см. рисунок 1 b):

$$h = \Delta(1 - \cos\varphi_0), \tag{1}$$

где $\phi_0 = 2\pi/N$ — угловое расстояние между соседними телами качения.

Основы теории ударного взаимодействия упругих тел разработаны Г. Герцем [10]. В этой теории приняты следующие допущения: линейные размеры зоны контакта соприкасающихся тел малы по сравнению с радиусом кривизны их поверхностей соприкосновения; материал при деформации подчиняется закону Гука; сила, сжимающая тела, нормальна к поверхности касания.

Скорость вала, приобретенная к моменту удара, определяется из равенства кинетической энергии вала с закрепленными на нем телами работе радиальной силы. Кинетическая энергия вала в момент столкновения равна

$$T_{\kappa} = \frac{MV_0^2}{2}, \quad \text{HM}, \tag{2}$$

где M — масса вала с закрепленными на нем телами, кг; V_0 — скорость вала в момент удара, м/с. Работа радиальной силы *F*, действующей на вал: $A = F\delta$, HM, (3)

где $\delta = h \cos \varphi_0$ (см. рисунок 1 *b*).

Из равенства выражений (2), (3) с учетом (1) находится скорость удара:

$$V_{0} = \sqrt{\frac{2F\Delta}{M} (1 - \cos\varphi_{0})\cos\varphi_{0}} =$$

$$= \sqrt{\frac{2F\Delta}{M} \left(1 - \cos\frac{2\pi}{N}\right)\cos\frac{2\pi}{N}}.$$
(4)

Для малых углов ϕ_0 можно принять, что

$$\cos\varphi_0 \approx 1, \quad 1 - \cos\varphi_0 \approx \frac{\varphi_0^2}{2}.$$
 (5)

После подстановки (5) в (4) получается

$$V_0 = \varphi_0 \sqrt{\frac{F\Delta}{M}} = \frac{2\pi}{N} \sqrt{\frac{F\Delta}{M}}.$$

Метод расчета параметров ударных импульсов. Основными параметрами ударного импульса являются амплитуда и время действия. Процесс ударного взаимодействия вала подшипника с телами качения показан на рисунке 2. Рассматривается упругий удар двух тел. Первое тело массой M(приведенная к подшипнику масса) ударяется со скоростью V_0 во второе тело массой m (тело качения). При этом имеет место центральный удар двух тел. Принимается, что масса тела качения существенно меньше массы вала: $m \ll M$.

Дифференциальное уравнение движения вала имеет вид:

$$M\tilde{\delta}_{\rm m} = F - P(\delta_{\rm m}),\tag{6}$$

где P — контактная сила; $\delta_{\rm m} = \delta_1^{\rm m} + \delta_2^{\rm m}$ — сближение тел вследствие местного сжатия (δ_1 — сближение внутреннего кольца подшипника и тела качения; δ_2 — сближение тела качения и наружного кольца).

Для шарикоподшипников, у которых имеет место контактное взаимодействие тел, ограниченных криволинейными поверхностями и соприкасающихся до деформации в одной точке, сближение тел определяется по формуле [11]

$$\delta_{\rm m} = \frac{1}{2} \left(\sum_{i=1}^{2} n_{\delta i} \sqrt[3]{\frac{9}{4} \eta_i^2 \sum k_i} \right) P^{\frac{2}{3}}, \tag{7}$$

где n_{δ} — коэффициент, входящий в выражение для сближения соприкасающихся тел; Σk — сумма



Рисунок 2 — Ударное взаимодействие вала с телом качения Figure 2 — Shock interaction of shaft with rolling element

главных кривизн поверхностей соприкасающихся тел; η — упругая постоянная соприкасающихся тел, которая для одинаковых материалов равна

$$\eta = \frac{2(1-\nu^2)}{E} \tag{8}$$

где E — модуль упругости; v — коэффициент Пуассона).

Из выражения (7) находится связь между контактной силой P и сближением тел δ_{m} :

$$(\delta) = \lambda \delta_{\mathrm{m}}^{\frac{3}{2}},\tag{9}$$

где

$$\lambda = \frac{2^{\frac{5}{2}}}{\left(\sum_{i=1}^{2} n_{\delta i} \sqrt[3]{\frac{9}{4}} \eta_{i}^{2} \sum k_{i}\right)^{\frac{3}{2}}}.$$
 (10)

Интегрирование уравнения (6) при условии постоянства радиальной силы *F* дает

$$\frac{\dot{\delta}_{\rm m}^2}{2} = -\frac{1}{M} \int_0^{\delta} P(\delta_{\rm m}) d\delta_{\rm m} + \frac{F\delta_{\rm m}}{M} + C.$$
(11)

Постоянная интегрирования *C* определяется из условия, что при t = 0 и $\delta_{\mu} = 0$ $\dot{\delta}_{\mu}$ равно начальной относительной скорости удара V_0 . Откуда

$$C = \frac{V_0^2}{2}.$$
 (12)

После постановки (12) в (11) получается следующее уравнение:

$$\dot{\delta}_{\mathrm{m}}^{2} - V_{0}^{2} = -\frac{2}{M} \int_{0}^{\delta_{\mathrm{m}}} P(\delta_{\mathrm{m}}) d\delta_{\mathrm{m}} + \frac{2F\delta_{\mathrm{m}}}{M}.$$
 (13)

Уравнение (13) позволяет определить максимальное сближение тел, обусловленное местной деформацией. Из условия, что при максимальном сближении $\dot{\delta}_{u} = 0$, величина δ_{umax} находится из уравнения

$$\frac{2}{M}\int_{0}^{\delta_{\rm mmax}} P(\delta_{\rm m}) d\delta_{\rm m} - \frac{2F\delta_{\rm mmax}}{M} - V_0^2 = 0.$$
(14)

С учетом выражения (9) интеграл в (14) равен:

$$\int_{0}^{\delta_{\rm mmax}} P(\delta_{\rm m}) d\delta_{\rm m} = \frac{2}{5} \lambda \delta_{\rm m}^{\frac{5}{2}}.$$
 (15)

После подстановки (15) в (14) и некоторых преобразований уравнение для определения δ_{max} примет вид:

$$\delta_{\text{ummax}}^{\frac{5}{2}} - \frac{5}{2} \frac{F}{\lambda} \delta_{\text{ummax}} - \frac{5}{4} \frac{MV_0^2}{\lambda} = 0, \qquad (16)$$

или с учетом (4):

$$\delta_{\mu\nu max}^{\frac{5}{2}} - \frac{5}{2} \frac{F}{\lambda} \delta_{\mu\nu max} - \frac{5}{2} \frac{F\Delta}{\lambda} (1 - \cos\varphi_0) \cos\varphi_0 = 0.$$
(17)

Выражение (17) представляет собой нелинейное алгебраическое уравнение, решаемое численным методом. После нахождения $\delta_{\text{ш max}}$ по (14) вычисляется амплитуда ударного импульса:

$$P_{\max} = \lambda \delta_{\max}^{\frac{3}{2}}.$$
 (18)

Время удара определяется из уравнения (13)

$$\frac{d\delta_{\rm m}}{dt} = \sqrt{V_0^2 - \frac{2}{M} \int_0^{\delta_{\rm m}} P(\delta_{\rm m}) d\delta_{\rm m} + \frac{2F\delta_{\rm m}}{M}}.$$
 (19)

Продолжительность удара *T* находится после разделения переменных в уравнении (19) и последующего интегрирования

$$T = 2 \int_{0}^{\delta_{\rm mmax}} \frac{d\delta_{\rm m}}{\sqrt{V_0^2 - \frac{2}{M} \int_{0}^{\delta_{\rm m}} P(\delta_{\rm m}) d\delta_{\rm m} + \frac{2F\delta_{\rm m}}{M}}}.$$
 (20)

После подстановки в (20) значения (15) и перехода к переменной интегрирования $\xi = \delta_{\mu}/\delta_{\mu max}$, получается

$$T = 2\frac{\delta_{\max}}{V_0} \int_0^1 \frac{d\xi}{\sqrt{1 + 2\frac{F\delta_{\max}}{MV_0^2}\xi - \xi^{\frac{5}{2}}}}.$$
 (21)

Пример расчета. Проведем расчет параметров ударного импульса в шариковых радиальных однорядных подшипниках серии 307 (рисунок 3), установленных на валах испытательной коробки универсального испытательного стенда с разомкнутым потоком мощности [12]. Приведенная масса вала M = 6,5 кг; радиальная сила F = 1650 Н.

Характеристики подшипника 307 приведены в таблице 1.

Диаметр сепаратора:

$$D_c = \frac{D+d}{2} = \frac{35+80}{2} = 57,5$$
 MM.

Диаметр дорожки качения наружного кольца подшипника

$$D_{\rm H} = D_c + d_{\rm tk} = 57,5 + 12,7 = 70,2$$
 MM.

Диаметр дорожки качения внутреннего кольца подшипника:

$$D_{\rm B} = D_c - d_{\rm tk} = 57, 5 - 12, 7 = 44, 8$$
 MM.

Радиусы дорожек качения внутреннего и наружного колец в плоскости оси кольца (см. рисунок 3):

$r_{\rm m} = 0.52 d_{\rm tr} = 0.52 \cdot 12,7 = 6,604$ MM.



Рисунок 3 — Шариковый радиальный подшипник серии 307 Figure 3 — Radial ball bearing of series 307

Таблица 1 — Характеристики подшипника 307	!
Table 1 — Performance characteristics of bearing	; 30 7

Параметр	Обозначение	Значение	Единицы	
Внутренний диаметр подшипника	d 35		ММ	
Наружный диаметр подшипника	D	80	ММ	
Ширина подшипника	В	21	ММ	
Масса подшипника	т	0,447	КГ	
Диаметр тела качения	d _{TK}	12,7	ММ	
Количество тел качения	Ν	8	_	
Масса тела качения	т _{тк}	8,42.10-3	КГ	
Величина радиального зазора	Δ	64 · 10-6	М	
Статическая грузоподъемность	C_{0}	18000	Н	
Динамическая грузоподъемность	С	33200	Н	

Главные кривизны тела качения — шарика:

$$k_{11} = k_{12} = \frac{2}{d_{_{TK}}} = \frac{2}{12,7} = 0,1575 \text{ Mm}^{-1} = 157,5 \text{ M}^{-1}.$$

Главные кривизны внутренней дорожки качения:

$$k_{21} = \frac{2}{D_{\rm H}} = \frac{2}{44,8} = 0,0446 \text{ Mm}^{-1} = 44,6 \text{ Mm}^{-1};$$

$$k_{22} = -\frac{1}{r_{\kappa}} = -\frac{1}{6,604} = -0,1514 \text{ Mm}^{-1} = -151,4 \text{ Mm}^{-1}.$$

Главные кривизны наружной дорожки качения:

$$k_{21} = -\frac{2}{D_{\rm H}} = -\frac{2}{70,2} = -0,0285 \text{ Mm}^{-1} = -28,5 \text{ M}^{-1};$$

 $k_{22} = -\frac{1}{r_{\rm w}} = -\frac{1}{6,604} = -0,1514 \text{ Mm}^{-1} = -151,4 \text{ M}^{-1}.$

Обе величины отрицательны, так как соответствующие центры кривизны лежат вне рассматриваемого тела, т. е. наружного кольца.

Геометрический параметр, характеризующий кривизну соприкасающихся тел, определяется по формуле [11]:

$$\Omega = \frac{\sqrt{(k_{11} - k_{12})^2 + (k_{21} - k_{22})^2 + 2(k_{11} - k_{12})(k_{21} - k_{22})\cos\omega}}{k_{11} + k_{12} + k_{21} + k_{22}}, (22)$$

где ω — угол между плоскостями кривизны k_{11} и k_{22} .

В рассматриваемом случае $k_{11} = k_{22}$, $\omega = 0$ ¹¹ и выражение (22) примет вид:

$$\Omega = \frac{k_{21} - k_{22}}{\sum k_{ii}}.$$

При касании шарика с внутренней дорожкой качения:

$$\left(\sum k_{ij}\right)_{1} = k_{11} + k_{12} + k_{21} + k_{22} =$$

= 2.157,5 + 44,6 - 151,4 = 208,2 m⁻¹;
$$\Omega = \frac{44,6+151,4}{208,2} = 0,9414.$$

При касании шарика с наружной дорожкой качения:

$$\left(\sum k_{ij}\right)_2 = k_{11} + k_{12} + k_{21} + k_{22} =$$

= 2.157,5 - 28,5 - 151,4 = 135,5 m⁻¹;
$$\Omega = \frac{-28,5 + 151,4}{135,1} = 0,9097.$$

Материал шариков и колец — хромистая сталь, модуль упругости которой $E = 2,08 \cdot 10^{11}$ H/м², коэффициент Пуассона v = 0,3, тогда

$$\eta_1 = \eta_2 = 2 \frac{1 - 0.3^2}{2.08 \cdot 10^{11}} = 0.875 \cdot 10^{-11} \text{ m}^2/\text{H}.$$

Значение коэффициента λ:

$$\lambda = \frac{2^{\frac{3}{2}}}{\frac{3}{2}\eta \left(n_{\delta_1}\sqrt[3]{\left(\sum k_{ji}\right)_1} + n_{\delta_2}\sqrt[3]{\left(\sum k_{ji}\right)_2}\right)^{\frac{3}{2}}} = \frac{2^{\frac{3}{2}}}{\frac{3}{2}0,875 \cdot 10^{-11} \left(0,5996 \cdot \sqrt[3]{208,2} + 0,6641\sqrt[3]{135,5}\right)^{\frac{3}{2}}} = 11,72 \cdot 10^9 \text{ H/m}^{\frac{3}{2}}.$$

Значения коэффициентов $n_{\delta i}$ в зависимости от величины параметра Ω находятся по [11] (глава 13, таблица 2) методом интерполирования.

При касании шарика с внутренней дорожкой качения ($\Omega = 0.9414$) $n_{\delta 1} = 0.5996$, с наружной дорожкой качения ($\Omega = 0.9097$) $n_{\delta 2} = 0.6641$.

Скорость удара:

$$V_0 = \sqrt{\frac{2 \cdot 1650 \cdot 64 \cdot 10^{-6}}{6,5}} \left(1 - \cos\frac{2\pi}{8}\right) \cos\frac{2\pi}{8} = 0,082 \text{ m/c.}$$

Величина δ_{max} определяется из решения уравнения

$$\delta_{\text{umax}}^{\frac{5}{2}} - \frac{5}{2} \frac{F}{\lambda} \delta_{\text{umax}} - \frac{5}{4} \frac{MV_0^2}{\lambda} =$$

= $\delta_{\text{umax}}^{\frac{5}{2}} - \frac{5}{2} \cdot \frac{1650}{11,72 \cdot 10^9} \delta_{\text{umax}} - \frac{5}{4} \cdot \frac{6,5 \cdot 0,082^2}{11,72 \cdot 10^9} =$
= $\delta_{\text{umax}}^{\frac{5}{2}} - 0,352 \cdot 10^{-6} \delta_{\text{umax}} - 4,661 \cdot 10^{-12} = 0.$

Решение уравнения дает значение $\delta_{\rm ш\,max} = 57,3\cdot 10^{-6}\,{\rm M}.$

Время удара:

$$T = 2 \frac{\delta_{\text{in max}}}{V_0} \int_0^1 \frac{d\xi}{\sqrt{1 + 2\frac{F\delta_{\text{max}}}{MV_0^2}\xi - \xi^{\frac{5}{2}}}} =$$

= $2 \frac{57,3 \cdot 10^{-6}}{0,082} \int_0^1 \frac{d\xi}{\sqrt{1 + 2\frac{1650 \cdot 57,3 \cdot 10^{-6}}{6,5 \cdot 0,082^2}\xi - \xi^{\frac{5}{2}}}} =$
= $1,397 \cdot 10^{-3} \int_0^1 \frac{d\xi}{\sqrt{1 + 4,326\xi - \xi^{\frac{5}{2}}}} = 0,873 \cdot 10^{-3} \text{ c.}$

Амплитуда ударного импульса:

$$P_{\text{max}} = \lambda \delta_{\text{mmax}}^{\frac{3}{2}} = 11,72 \cdot 10^9 \cdot (57,3 \cdot 10^{-6})^{\frac{3}{2}} = 5080 \text{ H.}$$

В таблице 2 приводятся значения величин скорости удара вала V_0 , максимального сближения тел δ_{max} , обусловленного местной деформацией, длительности удара T, амплитуды ударного импульса P_{max} в зависимости от значений радиального зазора Δ . Графики изменения этих величин представлены на рисунках 4–6.

Выводы. Вибрационно-импульсный метод диагностики зубчатых приводов дополнен разработкой расчета параметров ударного импульса для подшипников качения (амплитудное значение ударного импульса, скорость и длительность удара). Указанные расчеты позволяют оценить вибрацию новых подшипников в зависимости от величины радиального зазора, а также рассчитать вибрационные параметры подшипникового узла при развитии процессов изнашивания поверхностей качения подшипника.

Исследован механизм возникновения ударных импульсов и процессы взаимодействия вала с телами качения подшипника, проанализированы зависимости параметров удара от скорости вращения вала и нагрузки.

Определив экспериментально параметры ударного импульса, можно решить обратную задачу: рассчитать значение действительного радиального зазора и, следовательно, диагностировать величину износа рабочих поверхностей подшипника.

Применение данной методики позволяет за счет расширения сферы применения вибрационноимпульсного метода диагностики существенно повысить эффективность и достоверность диагности-

Таблица 2 — Таблица величин V_0 , δ_{max} , T, P_{max} Table 2 — Table of V_0 , δ_{max} , T, P_{max} values

Пологота	Радиальный зазор, Δ , мкм					
Параметр	64	100	200	300	400	500
<i>V</i> ₀ , м/с	0,0820	0,1025	0,1450	0,1776	0,2051	0,2293
δ _{max} , мкм	57,27	60,64	68,36	74,65	80,05	84,85
<i>T</i> , мс	0,87	0,83	0,77	0,74	0,72	0,70
$P_{\rm max}$, H	5080	5530	6620	7560	8390	9160



Рисунок 4 — Зависимость скорости удара вала от радиального зазора Figure 4 — Dependence of shock velocity of shaft on radial clearance





Рисунок 5— Зависимость длительности удара от радиального зазора







Figure 6 — Dependence of shock pulse amplitude on radial clearance

ки и прогнозирования остаточного ресурса трансмиссионных систем мобильных машин.

Список литературы

- 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. Сер. фіз.-тэхн. навук. — 2013. — № 2. — С. 83-88.
- Ишин, Н.Н. Вибрационно-импульсный метод оценки технического состояния зубчатых передач / Н.Н. Ишин, А.М. Гоман, А.С. Скороходов // Вестн. Ижев. гос. техн. унта им. Т.М. Калашникова. — 2017. — Т. 20, № 1. — С. 42–45.
- Vibration response of rigid rotor in unloaded rolling element bearing / R. Tomović [et al.] // International Journal of Mechanical Science. – 2010. – Vol. 52, No. 9. – Pp. 1176–1185.

- Ишин, Н.Н. Методические подходы к созданию инструментальных средств диагностики трансмиссионных систем автомобиля в условиях эксплуатации / Н.Н. Ишин, В.И. Адашкевич, А.С. Скороходов // Механика машин, механизмов и материалов. — 2010. — № 1(10). — С. 57–62.
- 5. Уточненный расчет параметров ударных импульсов в зубчатом зацеплении / С.А. Гаврилов [и др.] // Вестн. НТУ «ХПИ». Сер. «Проблеми механічного приводу». — 2016. — № 23(1195). — С. 19–23.
- Прогнозирование остаточного ресурса зубчатых приводов на основе вибрационно-импульсного диагностирования / Н.Н. Ишин [и др.] // Механика машин, механизмов и материалов. — 2016. — № 1(34). — С. 36–39.
- Черменский, О.Н. Подшипники качения: справ.-кат. / О.Н. Черменский, Н.Н. Федотов. — М., 2003. — 576 с.
- 8. Ишин, Н.Н. Исследование ударного взаимодействия прямозубых зубчатых колес применительно к задачам виб-

родиагностики. Постановка задачи, выбор динамической модели, вывод дифференциальных уравнений удара / Н.Н. Ишин, А.М. Гоман, А.С. Скороходов // Весці НАН Беларусі. Сер. фіз.-тэхн. навук. — 2011. — № 3. — С. 41–46.

- Грунтович, Н.В. Монтаж, наладка и эксплуатация электрооборудования: учеб. пос. / Н.В. Грунтович. — Минск: Новое знание; М.: ИНФРА-М, 2013. — 271 с.
- Бидерман, В.Л. Теория механических колебаний / В.Л. Бидерман. — М.: Ленанд, 2017. — 416 с. — Сер. «Физико-математическое наследие: физика (механика)».
- Прочность, устойчивость, колебания: справ. в 3 т. / под ред. И.А. Биргера и Я.Г. Пановко. — М.: Книга по требованию, 2012. — Т. 2. — 463 с.
- Комплексный контроль и повышение качества зубчатых приводных механизмов для машиностроения / О.В. Берестнев [и др.]. — Минск: БелГИСС, 2009. — 115с.

PODDUBKO Sergey N., Ph. D. in Eng., Assoc. Prof. Director General¹ E-mail: p-s-n@tut.by

ISHIN Nikolay N., D. Sc. in Eng., Assoc. Prof. Chief of R&D Center "Mining Machinery"¹ E-mail: nik ishin@mail.ru

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

Head of the Department of Dynamic Analysis and Vibration-based Diagnostics of Machines¹ 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 Machines¹ E-mail: skanst@yandex.ru

DAKALO Yuriy A.

Senior Lecturer of the Department "Mechanical Engineering"²

¹Joint Institute of Mechanical Engineering of the NAS of Belarus, Minsk, Republic of Belarus ²Brest State Technical University, Brest, Republic of Belarus

Received 29 January 2019.

VIBRATION-PULSE METHOD OF ASSESSING TECHNICAL CONDITION OF BALL BEARINGS. CALCULATION OF SHOCK PULSES PARAMETERS

Currently widely used methods of vibration diagnostics of bearings are intended mainly for quasi-stationary conditions of their operation. The proposed method for calculating the parameters of the shock pulse generated in radial ball bearings due to the presence of structural radial clearances is a further development of theoretical and methodological research on the scientific direction of vibration-pulse diagnosis in relation to the operational assessment of the technical condition of the ball bearings of transmission units of mobile machinery operating under variable load-speed conditions. An example of calculation of shock pulse parameters in ball radial single-row bearings of series 307 is given. The bearings are mounted on the shafts of the universal bench test box with open power flow.

Keywords: bearing, technical condition, diagnostics, vibration, shock pulse, shock pulse parameters

References

 Ishin N.N., Goman A.M., Skorokhodov A.S. Issledovanie vzaimosvyazi parametrov udarnykh impulsov v zubchatykh zatsepleniyakh i vibratsiy privodnykh mekhanizmov. Metodologiya otsenki amplitud vibroimpulsov, izmeryaemykh na podshipnikovykh uzlakh mekhanizmov [Research of interrelation of shock impulse parametres of spur tooth gearings and a vibration signal of driving mechanisms. Methodology of an estimation of vibration impulses amplitudes measured on bearing knots of mechanisms]. *Izvestiya Natsionalnoy akademii nauk Belarusi. Seriya Fiziko-tekhnicheskikh nauk* [Proceedings of the National Academy of Sciences of Belarus. Series of Physical-Engineering Sciences], 2013, no. 2, pp. 83–88.

- Ishin N.N., Goman A.M., Skorohodov A.S. Vibratsionno-impulsnyy metod otsenki tekhnicheskogo sostoyaniya zubchatykh peredach [Vibration-pulse method for assessment of technical condition of gears]. Vestnik Izhevskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta im. T.M. Kalashnikova [Bulletin of Kalashnikov Izhevsk State Technical University], 2017, vol. 20, no. 1, pp. 42–45.
- Tomovič R., Miltenovič V., Banič M., Miltenovič A. Vibration response of rigid rotor in unloaded rolling element bearing. *International Journal of Mechanical Science*, 2010, vol. 52, no. 9, pp. 1176–1185.
- 4. Ishin N.N., Adashkevich V.I., Skorokhodov A.S. Metodicheskie podkhody k sozdaniyu instrumentalnykh sredstv diagnostiki transmissionnykh sistem avtomobilya v usloviyakh ekspluatatsii [Methodological approaches to the creation of diagnostic tools for vehicle transmission systems in service]. *Mekhanika mashin, mekhanizmov i materialov* [Mechanics of machines, mechanisms and materials], 2010, no. 1(10), pp. 57–62.
- Gavrilov S.A., Ishin N.N., Goman A.M., Skorohodov A.S. Utochnennyy raschet parametrov udarnykh impulsov v zubchatom zatseplenii [Refined calculation of the parameters of shock pulses in the gearing]. *Visnik Natsionalnogo tekhnichnogo universitety "KhPI". Seriya: Problemy mehanichnogo privodu* [Bulletin of the National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute". Series: problems of mechanical drive], 2016, no. 23, pp. 19–23.
- Ishin N.N., Goman A.M., Skorokhodov A.S., Natureva M.K., Adashkevich V.I. Prognozirovanie ostatochnogo resursa zubchatykh privodov na osnove vibratsionno-impulsnogo diagnostirovaniya [Forecasting of the residual resource of gear

drives based on the vibration-pulse diagnostics]. *Mekhanika mashin, mekhanizmov i materialov* [Mechanics of machines, mechanisms and materials], 2016, no. 1(34), pp. 36–39.

- 7. Chermenskiy O.N., Fedotov N.N *Podshipniki kacheniya* [Roller bearings]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2003. 576 p.
- Ishin N.N., Goman A.M., Skorokhodov A.S. Issledovanie udarnogo vzaimodeystviya pryamozubykh zubchatykh koles primenitelno k zadacham vibrodiagnostiki. Postanovka zadachi, vybor dinamicheskoy modeli, vyvod differentsialnykh uravneniy udara [Research of shock interaction of spur cogwheels according to vibrodiagnostic problems. Statement of the problem, the choice of dynamic model, the conclusion of the differential equations of blow]. *Izvestiya Natsionalnoy akademii nauk Belarusi. Seriya Fiziko-tekhnicheskikh nauk* [Proceedings of the National Academy of Sciences of Belarus. Series of Physical-Engineering Sciences], 2011, no. 3, pp. 41–46.
- Gruntovich N.V. Montazh, naladka i ekspluatatsiya elektrooborudovaniya [Installation, adjustment and operation of electrical equipment]. Minsk, Novoe znanie Publ., Moscow, INFRA-M Publ., 2013. 271 p.
- Biderman V.L. *Teoriya mekhanicheskikh kolebaniy* [Theory of mechanical vibrations]. Moscow, Lenand Publ., 2017. 416 p.
- Prochnost, ustoychivost, kolebaniya. Tom 2 [Strength, stability, oscillations. Volume 2]. Moscow, OOO "Kniga po trebovaniyu" Publ., 2012. 463 p.
- Berestnev O.V., 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.