

УДК 621.833

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

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

А.С. СКОРОХОДОВ, канд. техн. наук
ведущий научный сотрудник¹
E-mail: skanst@yandex.ru

Ю.А. ДАКАЛО
аспирант¹

¹Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск, Республика Беларусь

Поступила в редакцию 01.04.2020.

МЕТОД РАСЧЕТА ПАРАМЕТРОВ УДАРНЫХ ИМПУЛЬСОВ В ПОДШИПНИКАХ ПРИ ЛОКАЛЬНЫХ ПОВРЕЖДЕНИЯХ ДОРОЖЕК КАЧЕНИЯ

Предложенный в статье метод расчета параметров ударных импульсов, генерируемых в подшипниках качения при возникновении локальных дефектов, является развитием 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 при прохождении тела качения через дефект на наружной дорожке качения.

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

Введение. В работах [1, 2] исследован механизм возникновения ударных импульсов в подшипнике качения при наличии конструктивных зазоров и износа его рабочих поверхностей.

В данной статье рассматривается задача ударного взаимодействия тела качения с дефектом наружного кольца подшипника применительно к задачам вибродиагностики. Для определения параметров ударной силы используются две модели ударного взаимодействия тел: Герца и Гюйгенса–Ньютона. В модели Герца исследуется упругий удар двух тел. При этом учитываются только деформации, локализованные вблизи от места соударения. Эта модель позволяет оценить такие параметры ударной силы, как максимальная ее величина и время удара. Однако эта модель не позволяет учесть потери энергии при ударе за счет возникновения упругопластических деформаций. Модель Гюйгенса–Ньютона с помощью гипотезы Ньютона позволяет оценить потери энергии при ударе, но время удара и величина максимальной ударной силы остаются неопределенными. В данной работе используются обе указанные модели. Причем с помощью модели Гюйгенса–Ньютона уточняется время удара, найденное с помощью модели Герца.

В статье приводится пример расчета параметров ударного импульса при прохождении тела качения через дефект прямоугольной формы на наружной дорожке качения радиального шарикоподшипника.

Постановка задачи. Основные виды и причины выхода из строя подшипников качения подробно изложены в работах [3, 4] и могут быть разделены на следующие группы [4]:

- износ наружных и внутренних колец, тел качения (поверхностей качения);
- износ сепаратора, защитных колец (поверхностей скольжения);
- сколы, трещины, раковины на поверхностях качения;
- дефекты сборки (увеличенный радиальный и осевой натяг, перекос);
- ухудшение свойств смазки.

Источниками вибраций подшипников также служат технологические дефекты изготовления подшипников — волнистость и овальность беговых дорожек, огранка тел качения, отклонения их диаметров и др.

При этом вторичные повреждения — сколы, трещины, усталостные раковины (питтинг)

на поверхностях качения, как и рассмотренный в предыдущей статье износ [2], приводят к появлению ударных импульсов, возбуждающих вибрацию подшипниковых узлов на средних и высоких частотах.

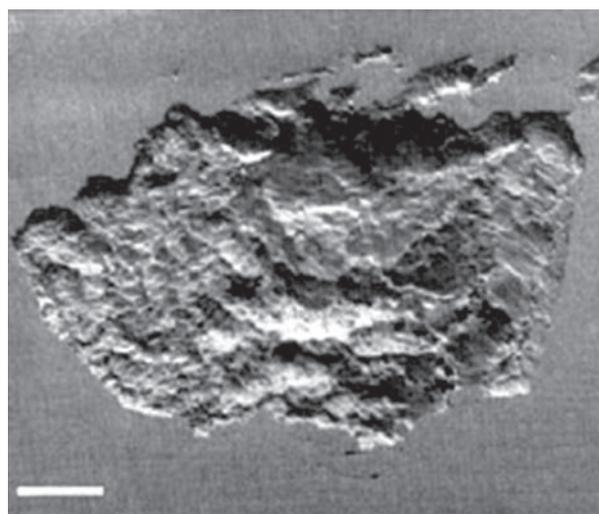
Однако, хотя вибродиагностика и является в настоящее время одним из основных видов безразборной оценки технического состояния подшипников, большинство известных методов диагностики подшипников качения, реализованных в современных приборах и диагностических комплексах, может быть эффективно использовано только при обеспечении стабильности частоты вращения во время измерения (не хуже 1 %) и отсутствии ударных нагрузок [5]. Фирма «Диамех» (Россия), специализирующаяся на выпуске виброизмерительной аппаратуры и оборудования для балансировки и входного контроля подшипников качения, в характеристиках своих стендов также указывает, что погрешность частоты вращения диагностируемого подшипника не должна превышать $\pm 1\%$ от номинальной при измерении вибраций [6].

Следует также отметить, что, поскольку на вибрацию подшипникового узла влияет не только вид и величина дефекта подшипника качения, но и режим его работы, в том числе вид нагрузки, при диагностике должны решаться одновременно две задачи: определение особенностей работы подшипника, а затем, с учетом этих особенностей, определение вида и глубины имеющихся в подшипнике дефектов.

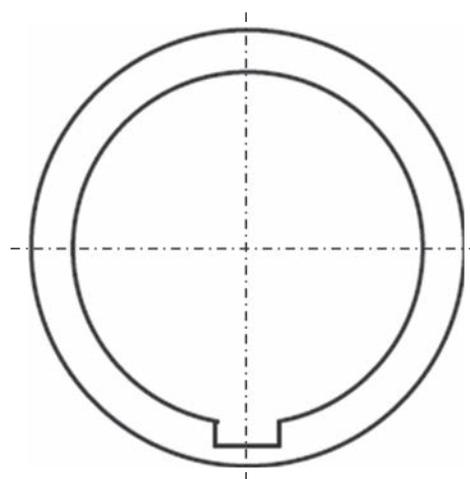
Таким образом, существующие методы и инструментальные средства вибродиагностики подшипников качения ориентированы в основном на диагностирование механизмов, работающих в квазистационарных нагрузочно-скоростных режимах, и не в полной мере пригодны для оценки технического состояния подшипников узлов мобильных машин. В этой связи является актуальным применение вибрационно-импульсного метода для установления взаимосвязи между изменением параметров ударных импульсов и процессами развития локальных повреждений в подшипнике.

Моделирование дефекта дорожки качения. Реальные дефекты дорожек качения в подшипниках не имеют четко определенных форм (рисунок 1 а) [7]. Моделирование таких дефектов с целью оценки параметров ударных импульсов, возникающих в процессе их взаимодействия с телами качения подшипников, осуществляется путем рассмотрения прямоугольных дефектов с четкими границами (см. рисунок 1 б) [7].

Процесс прохождения тела качения через узкий локализованный дефект наружного кольца подшипника можно разложить на три стадии: движение тела качения массой m и радиуса r с постоянной скоростью V_{C1} под действием по-



а



б

Рисунок 1 — Моделирование дефекта дорожки качения [7]:

a — реальный дефект в подшипнике не имеет четко определенной формы; *b* — представление дефекта в виде прямоугольника с четкими границами

Figure 1 — Simulation of a raceway defect [7]: *a* — actual defect in the bearing does not have a clearly defined shape;

b — representation of the defect as a rectangle with clear boundaries

стоянной силы F (рисунок 2 а) до входа в дефект прямоугольной формы; после входа в дефект в предположении, что имеет место контакт тела качения с левым краем дефекта, точкой O (см. рисунок 2 б); момент удара тела качения, имеющего скорость V_{C2} центра масс C и угловую скорость ω_2 , с правым краем дефекта, точкой O_1 (см. рисунок 2 с).

Движение тела качения на первой стадии. Предполагается, что внутреннее кольцо подшипника вращается с частотой n_B , мин⁻¹, наружное кольцо неподвижно. Скорость V_{C1} центра масс C тела качения рассчитывается по формуле:

$$V_{C1} = \frac{\pi D_B n_B}{120}, \quad (1)$$

где D_B — диаметр внутренней дорожки качения подшипника.

При определении силы F (см. рисунок 2 а) предполагается, что она равна действующей на наиболее

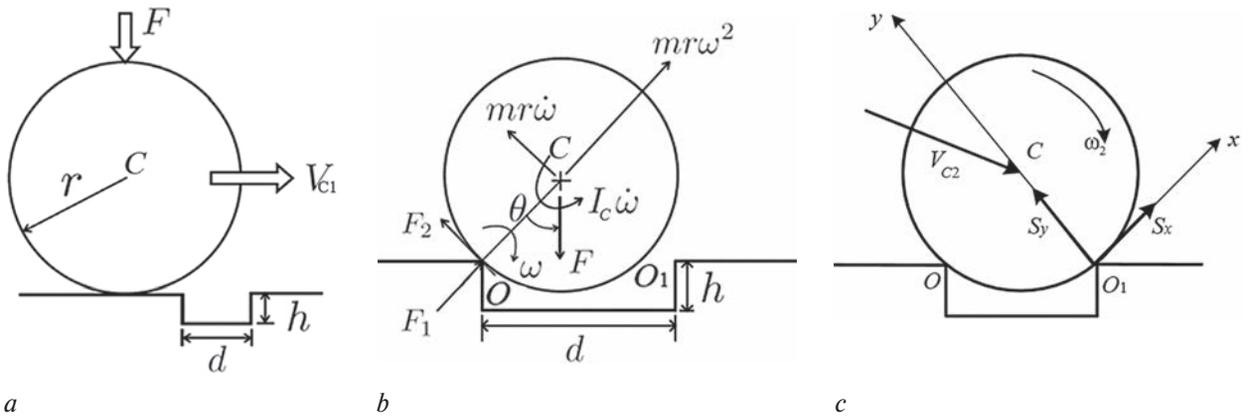


Рисунок 2 — Три стадии прохождения тела качения через дефект: а — до дефекта; б — через дефект; с — момент удара тела качения о правый край дефекта

Figure 2 — Three stages of the rolling body passing through the defect: а — before the defect; б — through the defect; с — the moment when the rolling body hits the right edge of the defect

нагруженное тело качения силе F_0 (рисунок 3). Величина этой силы определяется из условия, что подшипник изготовлен идеально, зазоры, натяги и силы трения отсутствуют, деформациями колец, тел качения, вала и корпуса пренебрегаем [8].

Величина силы $F = F_0$ находится из выражения:

$$F = kF_r / Z, \quad (2)$$

где k — коэффициент, зависящий от числа тел качения; F_r — радиальная сила, действующая на вал подшипника; Z — число тел качения. Для шарико- и роликоподшипников с учетом влияния зазоров принимается значение $k = 5$ [8].

Прохождение тела качения через дефект. Вторая стадия. Принимается, что тело качения проходит через дефект прямоугольной формы шириной d и глубиной h , расположенный в нижней

части внешнего кольца (см. рисунок 2 б). Предполагается, что размеры дефекта достаточно малы по сравнению с телом качения, и оно не соприкасается с нижней поверхностью дефекта. Это имеет место при выполнении условия

$$d < 2\sqrt{2rh}.$$

Рассмотрим процесс прохождения тела качения радиуса r и массы m через узкий локализованный дефект. Для исследования плоскопараллельного движения тела качения воспользуемся принципом Даламбера [9]. Предполагается, что в процессе движения контакт тела качения с левым краем дефекта O не нарушается и также отсутствует скольжение тела в этой точке. Положение тела качения в этом случае определяется углом θ . Угловая скорость тела ω и угловое ускорение ε равны:

$$\omega = \dot{\theta}; \quad \varepsilon = \dot{\omega}.$$

Силы инерции тела качения приводятся к силе, равной R_c^u и приложенной в центре масс C тела, и паре сил с моментом

$$M_c^u = -I_c \cdot \dot{\omega},$$

где I_c — момент инерции тела качения относительно оси, проходящей через центр масс C перпендикулярно плоскости рисунка.

На рисунке 2 б показаны следующие силы: F — составляющая осевой силы F_r ; составляющие силы инерции R_c^u — центробежная сила $mr\omega^2$ и касательная сила инерции $mr\dot{\omega}$; момент пары сил инерции $I_c\dot{\omega}$; реакции опоры F_1 и F_2 . Предполагается, что сила тяжести тела качения существенно меньше силы F и в последующих расчетах не учитывается. В соответствии с принципом Даламбера приведенная система сил является уравновешенной.

Сумма проекций сил на направление силы F_1 дает уравнение:

$$F_1 = F \cos \theta - mr\omega^2.$$

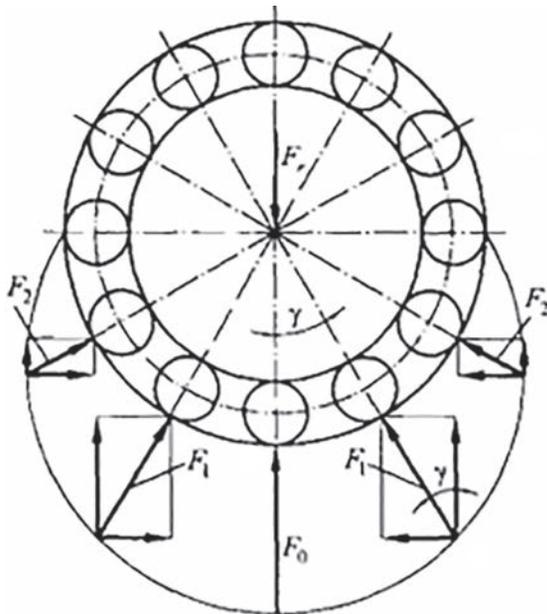


Рисунок 3 — Схема распределения сил между телами качения подшипника

Figure 3 — Scheme of the distribution of forces between the rolling bodies of the bearing

Тело качения не теряет контакт с левым краем дефекта O до момента удара о правый край O_1 при условии, что сила реакции опоры F_1 больше нуля, т. е.

$$F_1 \geq 0 \rightarrow F \cos \theta > mr \omega^2.$$

Определим угловую скорость ω_2 и скорость центра масс V_{C2} тела качения в момент соприкосновения с правым краем дефекта O_1 (см. рисунок 2 *c*). Расчетная схема показана на рисунке 4.

Точка O является мгновенным центром скоростей тела качения, так как в этой точке отсутствует скольжение. Поэтому скорость центра масс V_{C2} перпендикулярна радиусу r , а по модулю равна:

$$V_{C2} = \omega_2 r. \quad (3)$$

Для нахождения указанных выше искомым величин используется теорема об изменении кинетической энергии в процессе движения тела качения через дефект на второй стадии [9]:

$$T_2 - T_1 = A_F, \quad (4)$$

где T_1 — кинетическая энергия тела качения при движении на первой стадии (см. рисунок 2 *a*); T_2 — кинетическая энергия тела качения в момент касания телом качения правого края дефекта O_1 ; A_F — работа силы F . Работа сил F_1 и F_2 равна нулю.

Выражение для T_1 имеет вид:

$$T_1 = \frac{mV_{C1}^2}{2} + \frac{I_C \omega_1^2}{2}, \quad (5)$$

где I_C — момент инерции тела качения относительно оси, проходящей через центр масс C перпендикулярно плоскости рисунка 4.

Из условия отсутствия скольжения следует:

$$V_{C1} = \omega_1 \cdot r. \quad (6)$$

С учетом (6) формула (5) примет вид:

$$T_1 = \frac{1}{2}(mr^2 + I_C)\omega_1^2. \quad (7)$$

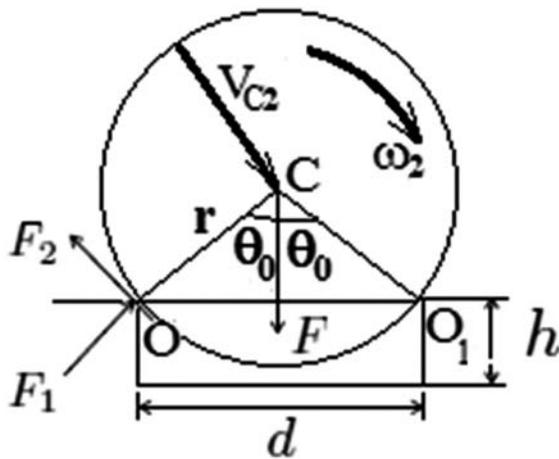


Рисунок 4 — Момент касания тела качения правого края дефекта O_1

Figure 4 — The moment when the rolling body touches the right edge of the defect O_1

Аналогично запишется выражение для T_2 :

$$T_2 = \frac{1}{2}(mr^2 + I_C)\omega_2^2.$$

Сила F совершает работу при опускании центра тяжести C в вертикальном направлении на высоту Δh_C , равную

$$\Delta h_C = r(1 - \cos \theta_0). \quad (8)$$

Угол θ_0 определяется из рисунка 4:

$$\theta_0 = \arcsin \frac{d}{2 \cdot r}. \quad (9)$$

Работа силы F :

$$A_F = F \cdot r(1 - \cos \theta_0).$$

После подстановки выражений (5), (7), (8) в (4) получается:

$$\frac{1}{2}(mr^2 + I_C)\omega_2^2 - \frac{1}{2}(mr^2 + I_C)\omega_1^2 = Fr(1 - \cos \theta_0).$$

Далее находится значение искомой угловой скорости ω_2 :

$$\omega_2 = \sqrt{\omega_1^2 + \frac{2Fr}{(mr^2 + I_C)}(1 - \cos \theta_0)}.$$

Для тела качения сферической формы

$I_C = \frac{2}{5}mr^2$. В этом случае

$$\omega_2 = \sqrt{\omega_1^2 + \frac{10F}{7mr}(1 - \cos \theta_0)}. \quad (10)$$

Процесс удара тела качения о правый край дефекта. Третья стадия (см. рисунок 2 *c*). При рассмотрении процесса удара предполагается, что тело качения соприкасается с площадкой, лежащей в касательной к телу плоскости в точке O_1 (рисунок 5). В соответствии с теорией удара [10] внешней мгновенной силой является в этом случае реакция, приложенная в точке O_1 .

Импульс этой реакции на рисунке 5 показан в виде двух составляющих S_x, S_y вдоль координат-

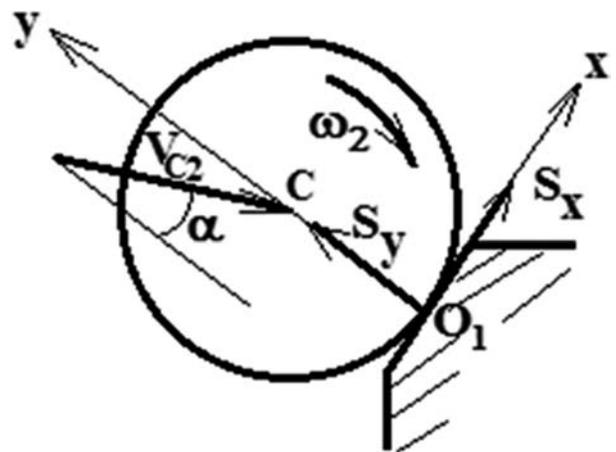


Рисунок 5 — Удар тела качения по правому краю дефекта
Figure 5 — Impact of the rolling body on the right edge of the defect

ных осей x и y . Начало координат выбрано в точке O_1 , ось y направлена по нормали к площадке внутри тела качения, ось x по касательной к площадке. В соответствии с рисунком 4 угол α равен:

$$\alpha = 90^\circ - 2\theta_0.$$

Основные положения теории удара. Модель Гюйгенса–Ньютона. В классической механике в теории удара рассматриваются явления, при которых происходит конечное изменение скоростей точек механической системы за весьма малый промежуток времени τ , называемый временем удара [9, 10]. При этом рассматривается модель Гюйгенса–Ньютона, в которой интегрально учитываются потери энергии при наличии местных упруго-пластических деформаций. Силы, при действии которых происходит удар, называются ударными силами $P_{уд}$. Так как ударные силы очень велики и за время удара изменяются в значительных пределах, то в теории удара в качестве меры взаимодействия тел рассматриваются не сами ударные силы, а их импульсы. Ударный импульс определяется из выражения:

$$S_{уд} = \int_0^{\tau} P_{уд} dt$$

и является величиной конечной. Импульсы неударных сил за время τ являются малыми величинами и ими практически можно пренебречь.

График модуля ударной силы имеет вид, изображенный на рисунке 6.

Процесс удара может быть разделен на две фазы. В первой фазе вследствие деформирования тел в зоне контакта происходит сближение тел, пока нормальная составляющая относительной скорости точки контакта не обратится в ноль в момент времени τ_1 . Фаза деформирования характе-

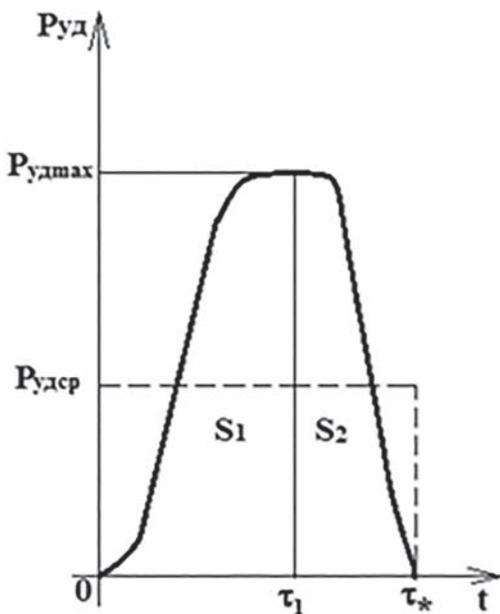


Рисунок 6 — График изменения модуля ударной силы во времени
Figure 6 — Time history of the impact force module

ризуется импульсом ударной силы S_1 . Вторая фаза ($\tau_* - \tau_1$) — фаза восстановления, при которой тела в месте контакта восстанавливают свою форму вследствие упругих сил.

Нормальная составляющая относительной скорости точки контакта меняет знак и возрастает по величине, но не достигает своего первоначального значения из-за пластических деформаций. Импульс ударной силы в этой фазе равен S_2 . Потери энергии соударяющихся тел характеризуются коэффициентом восстановления K :

$$K = \frac{S_2}{S_1}. \quad (11)$$

Вследствие того, что после удара полного восстановления формы тел не происходит, коэффициент K изменяется в пределах

$$0 \leq K \leq 1.$$

В модели Ньютона коэффициент K определяется экспериментально. Принимается гипотеза (гипотеза Ньютона): отношение модуля нормальной составляющей относительной скорости точки контакта тел после удара к ее величине до удара есть некоторая физическая постоянная, характеризующая физические свойства соударяющихся тел.

К недостаткам модели Ньютона следует отнести невозможность определения времени удара и величины максимального значения ударной силы. Методами классической механики эта модель позволяет рассчитать только величину ударного импульса.

Следует отметить, что модель Гюйгенса–Ньютона для описания ударных процессов может быть использована с достаточно хорошим приближением при сравнительно невысоких относительных скоростях точек контакта (до нескольких десятков метров в секунду) для тел, близких по форме к сферическим, а также для компактного тела, ударяющегося в полупространство.

Модель Герца. Эта модель позволяет более точно рассматривать происходящие во времени упругие местные деформации соударяющихся тел [11]. В основе теории Герца лежат две гипотезы: первая — общие деформации соударяющихся тел малы по сравнению с их деформациями в окрестностях площадки контакта; вторая — контактная сила и контактные деформации связаны при ударе такой же зависимостью, как и при статическом сжатии тел. В модели Герца задача удара сводится к исследованию относительного движения двух жестких тел, соединенных нелинейной пружиной.

Модель Герца позволяет рассчитать длительность действия ударной силы и ее амплитуду. Однако она не учитывает потери энергии при ударе при наличии местных упругопластических деформаций.

Ударное взаимодействие тела качения с правым краем дефекта. Модель Гюйгенса–Ньютона. В мо-

мент удара о площадку тела качения имело угловую скорость вращения $\tilde{\omega}_2 = -\omega_2$ вокруг оси, перпендикулярной плоскости рисунка, и скорость V_{C2} центра масс C . Предполагается, что положительное направление угловой скорости соответствует вращению тела против хода часовой стрелки.

Тело качения совершает плоское движение и в результате ударного взаимодействия движение остается плоским. Для определения скорости центра масс используются два уравнения, следующих из теоремы импульсов [11]:

$$m \cdot (V_{xC3} - V_{xC2}) = S_x; \quad m \cdot (V_{yC3} - V_{yC2}) = S_y, \quad (12)$$

где V_{xC2}, V_{yC2} — проекции скорости центра масс на координатные оси x, y до удара; V_{xC3}, V_{yC3} — проекции скорости центра масс после удара; S_x, S_y — импульсы ударных сил в зоне контакта.

Угловая скорость тела качения после удара определяется из уравнения изменения момента количества движения вокруг центра масс при ударе [11]:

$$I_C(\tilde{\omega}_3 - \tilde{\omega}_2) = m_c S_x + m_c S_y, \quad (13)$$

где $\tilde{\omega}_2, \tilde{\omega}_3$ — алгебраические значения угловых скоростей тела качения до и после удара; $m_c S_x, m_c S_y$ — моменты ударных импульсов S_x, S_y относительно центра масс C .

Проекция скорости центра масс на координатные оси x, y до удара:

$$V_{xC2} = V_{C2} \sin \alpha; \quad V_{yC2} = -V_{C2} \cos \alpha. \quad (14)$$

Моменты ударных импульсов относительно центра масс:

$$m_c S_x = S_x \cdot r; \quad m_c S_y = 0. \quad (15)$$

После подстановки (14), (15) в (12), (13) получается:

$$\begin{aligned} V_{xC3} &= V_{C2} \sin \alpha + \frac{S_x}{m}; \\ V_{yC3} &= -V_{C2} \cos \alpha + \frac{S_y}{m}; \\ \tilde{\omega}_3 &= \tilde{\omega}_2 + \frac{r}{I_C} S_x. \end{aligned} \quad (16)$$

Скорость точки O_1 тела качения до удара обозначим через V_0 , после удара — V . Проекция этих скоростей на оси x, y (см. рисунок 5) находятся из выражений:

$$\begin{aligned} V_{ox} &= V_{xC2} + \tilde{\omega}_2 \cdot y_C; \quad V_{oy} = V_{yC2} - \tilde{\omega}_2 \cdot x_C; \\ V_x &= V_{xC3} + \tilde{\omega}_3 \cdot y_C; \quad V_y = V_{yC3} - \tilde{\omega}_3 \cdot x_C, \end{aligned} \quad (17)$$

где $x_C = 0, y_C = r$ — координаты центра масс тела качения.

Уравнения (16) должны быть дополнены условием, определяющим физические свойства ударяющихся тел (гипотеза Ньютона):

$$V_y + kV_{oy} = 0. \quad (18)$$

После подстановки в (17) выражений (16) получается:

$$\begin{aligned} V_x &= V_{xC2} + \frac{S_x}{I_C} \left(\frac{I_C}{m} + r^2 \right) + \tilde{\omega}_2 \cdot r; \\ V_y &= V_{yC2} + \frac{S_y}{m}. \end{aligned} \quad (19)$$

Соотношение (18) с учетом (17), (19) переписывается в виде:

$$S_y = -m(1+k)V_{yC2}. \quad (20)$$

Четыре уравнения (16) и (20) содержат пять неизвестных: $V_{xC3}, V_{yC3}, \tilde{\omega}_3, S_x, S_y$. Недостающее уравнение получается на основе предположения о характере поверхностей соударяющихся тел.

Принимается, что поверхность площадки контакта не допускает скольжения по ней ударяющегося тела качения, т. е. проекция скорости V на ось x равна нулю: $V_x = 0$.

Тогда из (19) следует:

$$S_x = -(V_{xC2} + \tilde{\omega}_2 \cdot r) \frac{I_C \cdot m}{I_C + mr^2}.$$

Из уравнений (16) определяются проекции скорости центра масс на координатные оси и угловая скорость вращения тела качения после удара:

$$\begin{aligned} V_{xC3} &= V_{C2} \cdot \sin \alpha \cdot \left(\frac{mr^2}{I_C + mr^2} \right) - \tilde{\omega}_2 \cdot r \cdot \frac{I_C}{I_C + mr^2}; \\ V_{yC3} &= kV_{C2} \cos \alpha; \quad \tilde{\omega}_3 = -\frac{V_{xC3}}{r}. \end{aligned}$$

Оценка амплитуды ударной силы и времени удара. Модель Герца. Рассматривается удар тела качения о плоскость (рисунок 7).

Тело качения до соударения имеет скорость V_* , направленную перпендикулярно плоскости и равную по величине:

$$V_* = V_{C2} \cos \alpha. \quad (21)$$

Величина ударной силы P в зависимости от сближения тел δ определяется формулой:

$$P = c\delta^{3/2}.$$

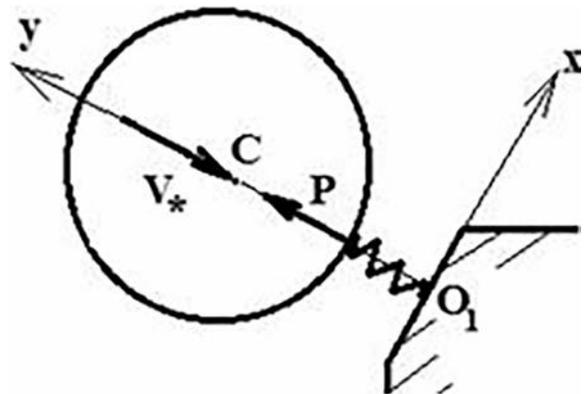


Рисунок 7 — Схема ударного взаимодействия тела качения с дефектом дорожки качения
Figure 7 — Scheme of the impact interaction of the rolling body with the raceway defect

Коэффициент c зависит от кривизны поверхностей тел в точке контакта и от свойств материала. Для тела качения сферической формы

$$c = \frac{2}{3(1-\mu^2)} E\sqrt{r}, \quad (22)$$

где μ — коэффициент Пуассона для материала обоих тел; E — модуль упругости.

Дифференциальное уравнение движения центра масс тела качения при ударе имеет вид:

$$m\ddot{y} = -P(\delta). \quad (23)$$

Решение нелинейного дифференциального уравнения (23) дает следующие результаты [11]:

- максимальное сближение соударяющихся тел:

$$\delta_{\max} = \left(\frac{5}{4} \frac{mV_*^2}{c}\right)^{2/5}; \quad (24)$$

- максимальное значение ударной силы:

$$P_{\max} = c\delta_{\max}^{3/2} = c^{2/5} \left(\frac{5}{4} mV_*^2\right)^{3/5}; \quad (25)$$

- время удара:

$$\tau = 2,9432 \frac{\delta_{\max}}{V_*}. \quad (26)$$

Уточненная оценка времени удара. Полученное на основе модели Герца выражение для определения (26) времени удара τ соударяющихся тел не учитывает потери энергии вследствие имеющих в реальных условиях место пластических деформаций в зоне контакта. Реальное время удара τ_* вследствие этих причин меньше τ : $\tau_* < \tau$.

В первом приближении можно считать, что в процессе упругого деформирования тел в первой фазе удара (см. рисунок 6) длительность этой фазы

$$\tau_1 \approx \frac{\tau}{2}. \quad (27)$$

Длительность второй фазы можно определить из предположения пропорциональности длительностей τ_1 и $(\tau - \tau_1)$ фаз величинам ударных импульсов S_1 и S_2 :

$$\frac{\tau_* - \tau_1}{\tau_1} = \frac{S_2}{S_1}. \quad (28)$$

После подстановки в (28) выражений (11), (27) получается приближенная формула для оценки времени удара с учетом упругопластических деформаций:

$$\tau_* = \frac{1}{2}(1+k)\tau. \quad (29)$$

Пример расчета параметров ударного импульса при прохождении тела качения через дефект прямоугольной формы в радиальном шарикоподшипнике. Рассмотрим шариковый радиальный однорядный подшипник серии 307 [2, таблица 3]. Скорость V_{C1} центра масс C тела качения рассчитывается по формуле (1)

$$V_{C1} = \frac{\pi \cdot 44,8 \cdot 10^{-3} \cdot 1500}{120} = 1,759 \text{ м/с.}$$

По (2) находится сила, действующая на наиболее нагруженное тело качения:

$$F = \frac{5 \cdot 1650}{8} = 1031 \text{ Н.}$$

Радиус тела качения:

$$r = \frac{d_{\text{ТК}}}{2} = \frac{12,7}{2} \cdot 10^{-3} = 6,35 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Угловая скорость тела качения на первой стадии движения через локализованный дефект (см. рисунок 2 а) равна:

$$\omega_1 = \frac{2 \cdot V_{C1}}{d_{\text{ТК}}} = \frac{2 \cdot 1,759}{12,7 \cdot 10^{-3}} = 277,0 \text{ с}^{-1}.$$

Угол θ_0 находится из (9):

$$\theta_0 = \arcsin \frac{3 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 6,35 \cdot 10^{-3}} = 13,66^\circ.$$

Угловая скорость тела качения в момент удара о край дефекта по (10):

$$\omega_2 = \sqrt{277^2 + \frac{10 \cdot 1031}{7 \cdot 8,42 \cdot 10^{-3} \cdot 6,35 \cdot 10^{-3}} (1 - \cos 13,66^\circ)} = 925,2 \text{ с}^{-1}.$$

Скорость центра масс тела качения в момент удара по (3):

$$V_{C2} = 925,2 \cdot 6,35 \cdot 10^{-3} = 5,875 \text{ м/с.}$$

Угол α равен:

$$\alpha = 90^\circ - 2 \cdot 13,66^\circ = 62,68^\circ.$$

Величина скорости удара находится из (21):

$$V_* = 5,875 \cdot \cos 62,68^\circ = 2,696 \text{ м/с.}$$

Расчет параметров ударного импульса на основе модели Герца. Для $E = 2,06 \cdot 10^{11}$ Н/м², $\mu = 0,3$ по (22) рассчитывается коэффициент c :

$$c = \frac{2 \cdot 2,06 \cdot 10^{11}}{3(1-0,3^2)} \sqrt{6,35 \cdot 10^{-3}} = 0,12 \cdot 10^{11} \text{ Н/м}^{3/2}.$$

Максимальное сближение соударяющихся тел по (24)

$$\delta_{\max} = \left(\frac{5 \cdot 8,42 \cdot 10^{-3} \cdot 2,696^2}{4 \cdot 0,12 \cdot 10^{11}}\right)^{2/5} = 33,25 \cdot 10^{-6} \text{ м.}$$

Максимальное значение ударной силы (25)

$$P_{\max} = c\delta_{\max}^{3/2} = 0,12 \cdot 10^{11} \cdot (33,25 \cdot 10^{-6})^{3/2} = 2301 \text{ Н.}$$

Время удара (26)

$$\tau = 2,9432 \frac{33,25 \cdot 10^{-6}}{2,696} = 36,30 \cdot 10^{-6} \text{ с.}$$

Уточненное время удара для коэффициента Ньютона $k = 0,56$ (сталь по стали) определяется по формуле (29):

$$\tau_* = \frac{1}{2}(1 + 0,56)36,30 \cdot 10^{-6} = 28,31 \cdot 10^{-6} \text{ с.}$$

Оценка амплитуды ударной силы. Модель Гюйгенса–Ньютона. Данная модель не позволяет определить закон изменения ударной силы во времени. Примерный график ее изменения имеет вид, изображенный на рисунке 6. На этом рисунке показано среднее значение ударной силы $P_{\text{уд ср}}$.

Среднее значение ударной силы находится из выражения:

$$P_{\text{уд ср}} = \frac{\int_0^{\tau_*} P_{\text{уд}} dt}{\tau_*} = \frac{S_{\text{уд}}}{\tau_*}, \quad (30)$$

где $S_{\text{уд}}$ — импульс ударной силы.

Максимальное значение ударной силы $P_{\text{уд max}}$ принимается вдвое больше среднего значения ударной силы $P_{\text{уд ср}}$ [12]:

$$P_{\text{уд max}} \approx 2P_{\text{уд ср}}, \quad (31)$$

В данном случае величина импульса ударной силы $S_{\text{уд}}$ равна импульсу ударной силы в зоне контакта S_y , определяемому по формуле (20):

$$S_{\text{уд}} = S_y = -m(1 + k)V_{yc2},$$

или с учетом (14) и (21):

$$S_{\text{уд}} = m(1 + k)V_* = 8,42 \cdot 10^{-3} \cdot (1 + 0,56) \cdot 2,696 = 3,541 \cdot 10^{-2} \text{ Нс.}$$

Время удара принимается равным $\tau_* = 28,31 \cdot 10^{-6}$ с. Тогда из формул (30), (31) получается:

$$P_{\text{уд max}} \approx 2 \cdot \frac{S_{\text{уд}}}{\tau_*} = 2 \cdot \frac{3,541 \cdot 10^{-2}}{28,31 \cdot 10^{-6}} = 2502 \text{ Н.}$$

Погрешность определения максимального значения ударной силы по сравнению с моделью Герца составляет:

$$\frac{P_{\text{max}} - P_{\text{уд max}}}{P_{\text{max}}} \cdot 100\% = \frac{|2301 - 2502|}{2502} \cdot 100\% = 8,03\%.$$

На рисунке 8 показаны изменения амплитуды ударного импульса P_{max} в зависимости от значений размера локального дефекта d и скорости вращения вала n , полученные расчетом по предельным зависимостям.

Анализ графиков показывает, что увеличение размера локального дефекта с 1 до 5 мм вызывает значительный рост амплитуды ударного импульса. При этом на высоких оборотах, характерных для трансмиссионных узлов современных электромобилей, амплитуда может достигать 17 кН.

Выводы. Предложен метод расчета параметров ударного импульса, генерируемого в подшипнике при возникновении локальных дефектов на дорожках качения, позволяющий аналитически исследовать зависимость параметров ударного импульса (амплитудное значение и длительность удара) от размеров дефекта в условиях развития

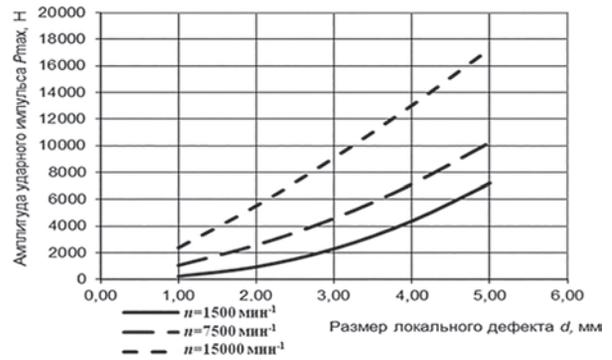


Рисунок 8 — Исследование зависимости амплитуды ударного импульса от размера локального дефекта в условиях развития повреждений подшипника качения

Figure 8 — Study of the dependence of the shock pulse amplitude on the size of the local defect in the conditions of rolling bearing damage development

повреждений, а также от нагрузочно-скоростных условий его функционирования.

Проведенные расчеты на примере шарикового радиального однорядного подшипника серии 307 показали, что увеличение размеров дефекта особенно опасно при высоких скоростях вращения (что характерно, например, для трансмиссионных узлов электромобилей, оснащенных высокооборотными электродвигателями), т. к. значение амплитуды ударных импульсов при этом достигает весьма значительной величины, что может существенно сказаться на расходе ресурса подобных механизмов.

Разработанный метод может быть использован для аналитического определения уровней вибраций, генерируемых подшипниками качения, при их диагностике и прогнозировании остаточного ресурса в эксплуатации.

Список литературы

1. Вибрационно-импульсный метод оценки технического состояния подшипников качения. Расчет параметров ударных импульсов / С.Н. Поддубко [и др.] // Механика машин, механизмов и материалов. — 2019. — № 1(46). — С. 5–12.
2. Вибрационно-импульсный метод оценки технического состояния подшипников качения. Исследование параметров ударных импульсов при изнашивании элементов подшипника / С.Н. Поддубко [и др.] // Механика машин, механизмов и материалов. — 2019. — № 2(47). — С. 5–13.
3. Черменский, О.Н. Подшипники качения: справ.-каталог / О.Н. Черменский, Н.Н. Федотов. — М.: Машиностроение, 2003. — 576 с.
4. Баркова, Н.А. Вибрационная диагностика машин и оборудования. Расчет основных частот вибрации узлов машин, параметров измерительной аппаратуры и практическая экспертиза / Н.А. Баркова, А.А. Борисов. — СПб: СПбГМТУ, 2003. — 132 с.
5. Чепульский, Ю.П. Вибродиагностика деталей машин: учеб. пособие / Ю.П. Чепульский, К.С. Замараев. — М.: МИИТ, 2009. — 75 с.
6. ДИАМЕХ. Балансировочные станки и виброизмерительная аппаратура: Общий каталог продукции [Электронный ресурс]. — Режим доступа: <http://www.diamech.ru/catalog.pdf>. — Дата доступа: 11.03.2020.
7. Sharad, J. Skidding and Fault Detection in the Bearings of Wind-Turbine Gearboxes: PhD thesis / J. Sharad. — Cambridge, 2012. — 168 p.
8. Детали машин: учеб. для вузов / Л.А. Андриенко [и др.]; под ред. О.А. Ряховского. — М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. — 544 с.

9. Тарг, С.М. Краткий курс теоретической механики: учеб. для вузов / С.М. Тарг. — 20-е изд., стер. — М.: Высш. шк., 2010. — 416 с.
10. Курс теоретической механики: учеб. для вузов / В.И. Дронг [и др.]; под общ. ред. К.С. Колесникова. — 3-е изд., стер. — М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2005. — 736 с.
11. Бидерман, В.Л. Теория механических колебаний: учеб. для вузов / В.Л. Бидерман. — 3-е изд., доп. — М.: Ленанд, 2017. — 416 с.
12. Бутенин, Н.В. Курс теоретической механики: учеб. пособие: в 2 т. Т. 1. Статика и кинематика; Т. 2. Динамика / Н.В. Бутенин, Я.Л. Лунц, Д.Р. Меркин. — 11-е изд., стер. — СПб.; М.; Краснодар: Лань, 2009. — 736 с.

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

Chief of the R&D Center “Mining Machinery”¹

E-mail: ishin@oim.by

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

Head of the Department of Dynamic Analysis and Vibration-based Diagnostics of Machines¹

E-mail: arcady.mich@tut.by

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

Leading Researcher¹

E-mail: skanst@yandex.ru

DAKALO Yuriy A.

Ph. D. Student¹

¹Joint Institute of Mechanical Engineering of the NAS of Belarus, Minsk, Republic of Belarus

Received 01 April 2020.

METHOD FOR CALCULATING THE PARAMETERS OF SHOCK PULSES IN BEARINGS WITH LOCAL DAMAGES TO RACEWAYS

The method proposed in the article for calculating the parameters of shock pulses generated in rolling bearings when local defects occur is a development of research in the scientific direction of vibration-pulse diagnostics in relation to the operational assessment of the technical condition of rolling bearings of transmission units of mobile vehicles operating under variable load-speed conditions. An example of calculating the parameters of the shock pulse in ball radial single-row bearings of the 307 series is given, when the rolling body passes through a rectangular defect on the outer raceway.

Keywords: bearing, technical condition, local damage, diagnostics, shock pulse, shock pulse parameters

References

1. Poddubko S.N., Ishin N.N., Goman A.M., Skorokhodov A.S., Dakalo Yu.A. Vibratsionno-impulsnyy metod otsenki tekhnicheskogo sostoyaniya podshipnikov kacheniya. Raschet parametrov udarnykh impulsov [Vibration-pulse method of assessing technical condition of ball bearings. Calculation of shock pulses parameters]. *Mekhanika mashin, mekhanizmov i materialov* [Mechanics of machines, mechanisms and materials], 2019, no. 1(46), pp. 5–12.
2. Poddubko S.N., Ishin N.N., Goman A.M., Skorokhodov A.S., Dakalo Yu.A. Vibratsionno-impulsnyy metod otsenki tekhnicheskogo sostoyaniya podshipnikov kacheniya. Issledovanie parametrov udarnykh impulsov pri iznashivanii elementov podshipnika [Vibration-pulse method of assessing technical condition of ball bearings. Study of shock pulses parameters when wearing bearing elements]. *Mekhanika mashin, mekhanizmov i materialov* [Mechanics of machines, mechanisms and materials], 2019, no. 2(47), pp. 5–13.
3. Chermenskiy O.N., Fedotov N.N. *Podshipniki kacheniya* [Rolling bearings]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2003. 576 p.
4. Barkova N.A., Borisov A.A. *Vibratsionnaya diagnostika mashin i oborudovaniya. Raschet osnovnykh chastot vibratsii uzlov mashin, parametrov izmeritel'noy apparatury i prakticheskaya ekspertiza* [Vibration diagnostics of machines and equipment. Calculation of the main vibration frequencies of machine components, parameters of measuring equipment and practical assessment]. Saint Petersburg, Sankt-Peterburgskiy gosudarstvennyy morskoy tekhnicheskiiy universitet Publ., 2003. 132 p.
5. Chepul'skiy Yu.P., Zamaraev K.S. *Vibrodiagnostika detaley mashin* [Vibration diagnostics of machine components]. Moscow, MIIT Publ., 2009. 75 p.
6. *DIAMEKh. Balansirovochnye stanki i vibroizmeritel'naya apparatura* [DIAMECH. Balancing machines and vibration measuring equipment]. Available at: <http://www.diamech.ru/catalog.pdf> (accessed 11 March 2020).
7. Sharad J. *Skidding and Fault Detection in the Bearings of Wind-Turbine Gearboxes*. Ph. D. Thesis. Cambridge, 2012. 168 p.
8. Andrienko L.A., et al. *Detali mashin* [Components of machines]. Moscow, Moskovskiy gosudarstvennyy tekhnicheskiiy universitet im. N.E. Bauman Publ., 2002. 544 p.
9. Targ S.M. *Kratkiy kurs teoreticheskoy mekhaniki* [Short course of theoretical mechanics]. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 2010. 416 p.
10. Dron' V.I., et al. *Kurs teoreticheskoy mekhaniki* [Course of theoretical mechanics]. Moscow, Moskovskiy gosudarstvennyy tekhnicheskiiy universitet im. N.E. Bauman Publ., 2005. 736 p.
11. Biderman V.L. *Teoriya mekhanicheskikh kolebaniy* [Theory of mechanical vibrations]. Moscow, Lenand Publ., 2017. 416 p.
12. Butenin N.V., Lunts Ya.L., Merkin D.R. *Kurs teoreticheskoy mekhaniki. Tom 1. Statika i kinematika. Tom 2. Dinamika* [Course of theoretical mechanics. Volume 1. Statics and kinematics. Volume 2. Dynamics]. Saint Petersburg, Moscow, Krasnodar, Lan Publ., 2009. 736 p.