

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ МЕТОДА АКУСТОУПРУГОСТИ ДЛЯ КОНТРОЛЯ УПРУГИХ МЕХАНИЧЕСКИХ НАПРЯЖЕНИЙ В МАТЕРИАЛЕ КОЛЕЦ ПОДШИПНИКОВ

© 2020 г. А.О. Рыжова^{1,*}, С.А. Бехер^{1,**}, А.А. Попков^{1,***}

¹Сибирский государственный университет путей сообщения, Россия 630049

Новосибирск, ул. Дуси Ковальчук, 191

E-mail: *annalodo@yandex.ru, **beher@stu.ru, ***zabagy@gmail.com

Поступила в редакцию 04.08.2020; после доработки 23.09.2020

Принята к публикации 29.09.2020

Разработаны и изготовлены настроечные образцы натяга колец подшипников на шейку оси колесной пары вагона и выполнена аттестация гидравлического стенда для нагружения колец подшипников, имитирующего их прессовую посадку на ось. Создана и решена математическая модель способа контроля механических напряжений кольца подшипника акустоупругим методом при хордовом прозвучивании, учитывающая изменение угла между направлением распространения волны и осью главных механических напряжений. Экспериментально при нагружении кольца подшипника определен коэффициент акустоупругости продольной волны в стали ШХ15. Проведены измерения натяга колец подшипников на настроечных образцах натяга методом акустоупругости.

Ключевые слова: акустоупругость, ультразвуковой контроль, хордовое прозвучивание, внутренние кольца подшипников, прессовая посадка, неразрушающий контроль, механические напряжения.

DOI: 10.31857/S0130308220110032

ВВЕДЕНИЕ

Надежность неподвижных разъемных соединений колец буксовых подшипников, напрессованных на шейки осей колесных пар, напрямую влияет на количество отказов железнодорожных транспортных средств в эксплуатации. Внутренние кольца удерживаются на осях колесных пар силами трения, которые линейно зависят от упругих механических напряжений в материале колец. Технология ремонта вагонов предусматривает контроль разности диаметров (натяга) шеек осей и колец подшипников до прессовой посадки. Допустимое значение натяга в действующей технической документации (РД ВНИИЖТ 27.05.01—2017) находится в диапазоне от 45 до 110 мкм и соответствует упругим механическим напряжениям в материале колец от 70 до 170 МПа. Многократный демонтаж и повторный монтаж внутренних колец являются причиной образования задиров на шейках осей, появление которых приводит к браковке и списанию осей в металлолом. Для увеличения среднего срока службы осей колесных пар при плановых видах ремонта внутренние кольца подшипников, удовлетворяющие требованиям нормативной и технической документации, допускается не снимать.

В процессе эксплуатации колесных пар с буксовыми узлами прочность посадки колец подшипников снижается, что может быть вызвано нарушениями как технологии ремонта, так и условий эксплуатации. Нагрев буксовых узлов вызывает тепловое расширение колец, следствием которого является проворот и сошлифовывание части шейки оси. Недостаточная защита буксовых узлов от воздействия атмосферы приводит к фреттинг-коррозии. Этот тип повреждения является причиной интенсивного износа сопрягаемых поверхностей и последующего уменьшения натяга.

Для контроля упругих механических напряжений в материале колец при плановых видах ремонта перспективно использовать акустические методы, основанные на явлении акустоупругости. К преимуществам акустических методов относится возможность контроля не только поверхностных, но и внутренних напряжений. Контроль с использованием акустоупругости является интегральным, что позволяет определять не локальные, а средние значения упругих напряжений на пути распространения волны [10].

Акустические методы контроля напряжений основаны на зависимости скорости распространения упругой волны от упругих деформаций (напряжений) материала объекта контроля. В настоящее время метод акустоупругости подробно исследован [1—3, 5, 11—15], разработаны способы измерения скоростей распространения [6—9], основанные на автоциркуляции и корреляции регистрируемых сигналов. Достижимая при этом точность измерения скоростей распространения с пределом допускаемой относительной погрешности, равным 10^{-5} [8], обеспечивает абсолютную погрешность измерения напряжений не более 1 МПа.

Несмотря на наличие развитой теории акустоупругости, отдельные вопросы, необходимые для решения задачи контроля упругих напряжений в кольцах подшипников, проработаны недостаточно. Учитывая аксиальную симметрию прессового соединения, необходимо, например, решение методических вопросов контроля объектов, при прозвучивании которых угол между волновым вектором и осью главных механических напряжений изменяется на всем пути распространения волны.

Целью исследования является создание способов экспериментального определения механических напряжений с использованием явления акустоупругости в кольцах подшипников, напрессованных на шейки осей колесных пар с натягом.

ОПИСАНИЕ ЭКПЕРИМЕНТА

Исследование акустоупругих характеристик материала колец подшипников проводилось на специализированном стенде и образцах натяга. Гидравлический стенд воспроизводит упругое напряженно-деформированное состояние кольца подшипника (рис. 1а), создавая на внутренней поверхности гидравлическое давление P . С помощью тензометрического комплекса «Динамика-3» [17] выполнена тарировка манометра стенда для определения зависимости механических деформаций (напряжений) от давления в гидравлической системе стенда. Тензодатчик проволоочный типа ПКС-7 [16] наклеивался на внешнюю поверхность кольца подшипника и ориентировался вдоль окружности для измерения растягивающих деформаций. Рассчитанные при этом значения напряжений σ линейно зависят от давления в гидравлической системе стенда в диапазоне от 5 до 28 МПа с коэффициентом корреляции более 0,99:

$$\sigma = \alpha \cdot P - \beta, \quad (1)$$

где $\alpha = (2,42 \pm 0,03)$, $\beta = (10,2 \pm 0,5)$ МПа — коэффициенты линейной регрессии, полученные методом наименьших квадратов; P — давление в гидравлической системе, МПа.

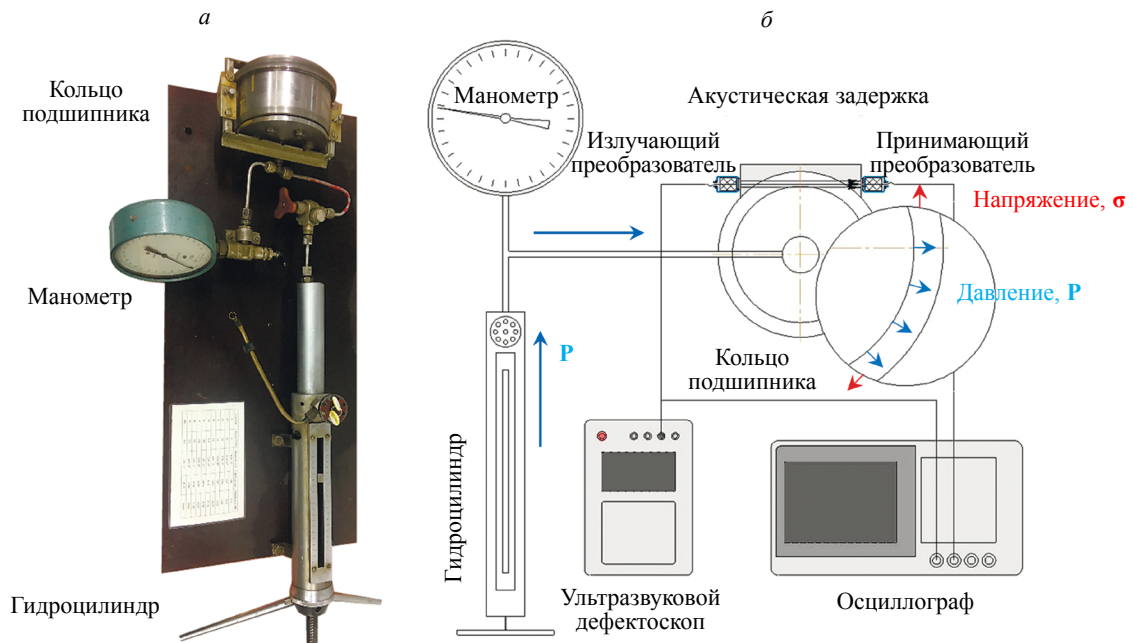


Рис. 1. Схема прозвучивания кольца подшипника продольными волнами (б) при механических испытаниях в нагружающем устройстве (а).

Образцы натяга изготавливались из бывших в эксплуатации и новых колец подшипников роликовых цилиндрических типа 36-42726Е2М по ГОСТ 18572—2014, напрессованных на валы, изготовленные из стали марки 45 по ГОСТ 1050—88 с шероховатостью поверхности $Ra < 1,25$ мкм. Валы и кольца с погрешностью размеров не более 5 мкм подбирались по диаметрам таким образом, чтобы значения натягов образцов равномерно распределялись в диапазоне от 40 до 120 мкм.

Акустические импульсы в излучающем пьезоэлектрическом преобразователе (ПЭП) возбуждались дефектоскопом УД2-102 (зарегистрирован в государственном реестре средств измерений под № 18007-06). Электрические сигналы с принимающего ПЭП регистрировались цифровым запоминающим осциллографом TBS-2104 (номер в государственном реестре средств измерений № 66636-17). Прибор обеспечивает регистрацию сигналов с частотой дискретизации до 1 нс и сохранение оцифрованных сигналов длительностью до 20 мс.

Кольца подшипников «прозвучивались» продольными волнами по отдельной схеме (рис. 1б). Регистрируемые сигналы сохранялись в цифровой форме с частотой дискретизации 1 ГГц и обрабатывались с использованием разработанного алгоритма в программной среде Mathcad.

Ультразвуковые волны вводились в кольцо подшипника по хорде с использованием акустической задержки, изготовленной из стали марки 20 по ГОСТ 1050—88 (рис. 2). Поверхность, прилегающая к кольцу, повторяла форму внешней поверхности кольца. Акустическая задержка устанавливалась на предварительно смазанную трансформаторным маслом поверхность кольца подшипника и притиралась для обеспечения минимальной толщины слоя контактной жидкости. К акустической задержке соосно приклеены излучающий и принимающий прямые преобразователи П111-2,5-К12 с резонансной частотой 2,5 МГц. Принимающим ПЭП регистрировались все типы ультразвуковых волн: продольные, поперечные и поверхностные, как прошедшие через кольцо, так и прошедшие через акустическую задержку. В данной работе анализировался только первый сигнал на интервале времени от 19 до 22 мкс относительно зондирующего импульса (рис. 3), связанный с продольной волной, прошедшей по кратчайшему пути от источника до приемника. При снятии акустической задержки с кольца сигнал исчезает.

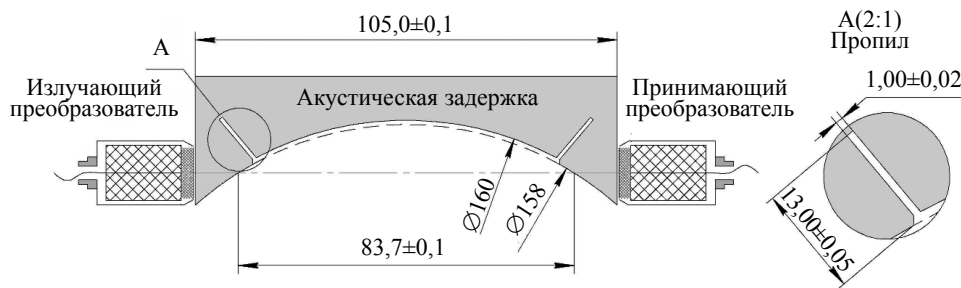


Рис. 2. Акустическая задержка с излучающим и принимающим ПЭП для хордового прозвучивания кольца подшипника продольной волной.

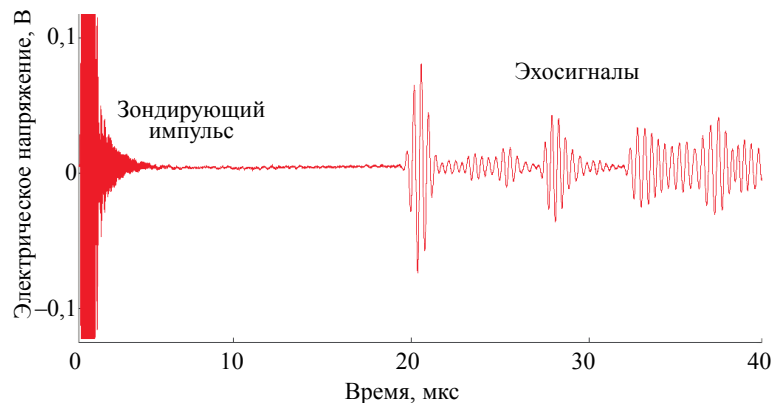


Рис. 3. Вид сигнала на принимающем преобразователе при хордовом прозвучивании кольца подшипника продольными волнами.

Скорости распространения ультразвуковых волн составили: в кольце — 5,92 мм/мкс, в акустической задержке — 5,86 мм/мкс, в оси (валу) — 5,91 мм/мкс. Разница скоростей в кольце подшипника и акустической задержке не превышает 1 %, отклонение направления распространения волны в направлении акустической оси в результате двухкратного преломления при переходе через границы «акустическая задержка — кольцо подшипника» и «кольцо подшипника — акустическая

задержка» не превышает 2° . Это угловое отклонение приводит к смещению луча на приемнике на 2,0—2,5 мм и компенсируется изменением высоты приемного преобразователя относительно излучающего.

С момента времени 22 мкс сигнал носит случайный характер, вызванный наложением волн различных типов, переотраженных в акустической задержке и в кольце подшипника. Информативный сигнал и шумы удалось разделить на временной оси только благодаря пропилам глубиной 13 мм в акустической задержке и сошлифовыванию средней части цилиндрической поверхности акустической задержки до диаметра 160 мм (см. рис. 2).

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ

Изменение скорости распространения ультразвуковой волны при нагружении кольца измерялось косвенным методом по задержке сигнала относительно опорного, полученного на полностью разгруженном кольце подшипника (рис. 4а). Наибольшее значение задержки времени распространения волны составило 9,5 нс, что существенно меньше периода колебаний $T = 400$ нс. Прямой метод измерения по сдвигу сигнала на заданном уровне (пороговый метод) не обеспечивает необходимую точность измерений малых по сравнению с периодом колебания временных интервалов, так как даже незначительные вариации амплитуды сигнала при растяжении кольца вызывают существенные изменения времени (более 5 нс). Для повышения точности измерений времени задержки в программной среде Mathcad реализован корреляционный метод, основанный на определении максимума дискретной корреляционной функции Af_j двух сигналов $U1_i$ и $U2_i$ на интервале от t_1 до t_2 :

$$Af_j = \frac{\langle (U1_i - \langle U1_i \rangle) \cdot (U2_{i+j} - \langle U2_{i+j} \rangle) \rangle}{\sqrt{(\langle U1_i^2 \rangle - \langle U1_i \rangle^2) \cdot (\langle U2_{i+j}^2 \rangle - \langle U2_{i+j} \rangle^2)}}, \quad (2)$$

где Af_j — значения корреляционной функции в j -ый момент времени; $U1_i$ и $U2_i$ — значения электрического напряжения опорного и регистрируемого сигналов в i -ый момент времени, мВ; $\langle \rangle$ — оператор усреднения на интервале от t_1 до t_2 .

График корреляционной функции сигнала, зарегистрированного при нагружении кольца подшипника до уровня относительных деформаций $100 \cdot 10^{-6}$, с опорным сигналом приведен на рис. 4б. Для наглядности отложенная по вертикальной оси корреляционная функция возведена в 50-ю степень. Максимум корреляционной функции соответствует смещению сигналов на 2 нс. Использование алгоритма, основанного на анализе коэффициента корреляции сигналов относительно опорного, позволяет оценивать временной сдвиг между ними с неопределенностью не более ± 1 нс. Полученное значение сдвига является интегральным параметром сигнала, который рассчитывается усреднением на интервале $t_2 - t_1 = 3$ мкс, что соответствует (5—6) периодам колебаний.

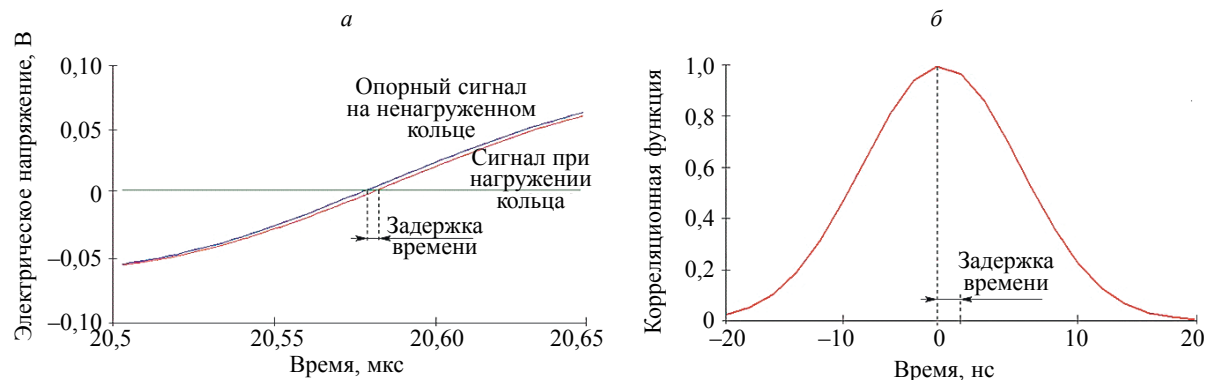


Рис. 4. Способы определения времени задержки сигналов: пороговый (а) и по максимуму корреляционной функции (б).

Задержка времени акустического импульса продольной волны относительно опорного сигнала линейно зависит от механических напряжений в кольце подшипника с коэффициентом корреляции более 0,99 (рис. 5). Экспериментальные данные получены как при нагружении, так и при разгрузке

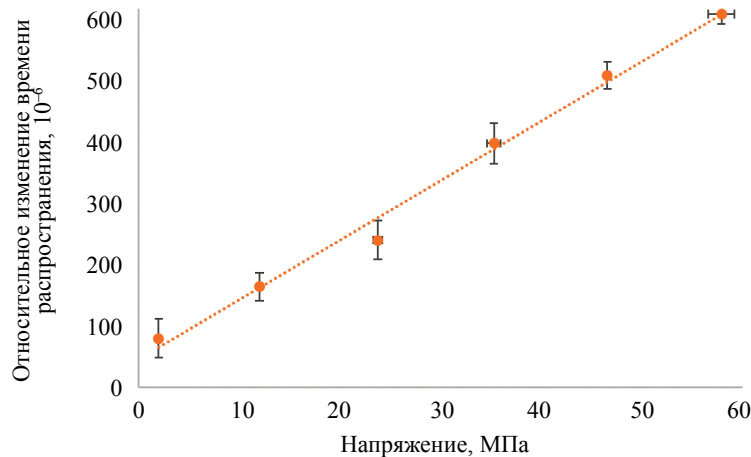


Рис. 5. Зависимость относительного изменения времени распространения продольной волны при хордовом прозвучивании кольца подшипника от механических напряжений.

кольца. Методом наименьших квадратов установлены параметры линейной функции, аппроксимирующей экспериментальную зависимость:

$$\delta t = d \times \sigma + c, \quad (3)$$

где δt — относительное изменение времени распространения, 10^{-6} ; σ — механическое напряжение, МПа; $d = 9,77 \text{ ТПа}^{-1}$ — коэффициент пропорциональности и $c = 45,74 \times 10^{-6}$ — коэффициент смещения.

Коэффициент пропорциональности d является коэффициентом акустоупругости по времени распространения, который при постоянной базе прозвучивания, очевидно, равен с обратным знаком коэффициенту акустоупругости по скорости распространения волны:

$$d = 9,77 \text{ ТПа}^{-1}. \quad (4)$$

Среднее квадратическое отклонение коэффициента d составляет $0,68 \text{ ТПа}^{-1}$ (7 %). Справочные значения коэффициента акустоупругости по времени при постоянной базе прозвучивания для разных сталей варьируются в диапазоне от 2,70 до 28,79 ТПа^{-1} [4]. Коэффициент d , определяемый выражением (4), равен коэффициенту акустоупругости только в рамках модели, в которой допустимо пренебречь изменениями угла между направлением распространения волны и осью главных механических напряжений.

АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ

Математический аппарат для количественного описания явления акустоупругости основан на использовании тензорного исчисления [4]. В случае одноосного напряженно-деформированного состояния изотропного материала с единственной ненулевой компонентой тензора механических напряжений $\sigma_{3,3} \neq 0$, акустические характеристики материала описываются тензором акустоупругих коэффициентов $\beta_{i,j}$, где i, j — индексы координатных осей (1, 2, 3) направления распространения волны и направления колебаний соответственно. Тензор $\beta_{i,j}$ имеет девять компонент, измеряемых в ТПа^{-1} , из которых независимыми являются только пять: $\beta_{3,3}$, $\beta_{1,1}$, $\beta_{1,3}$, $\beta_{3,1}$, $\beta_{1,2}$.

Относительное изменение скорости распространения, вызванное действием упругих механических напряжений, описывается тензором $\delta v_{i,j}$. Первый индекс i определяет направление распространения волны, второй индекс j — поляризацию волны. Очевидно, что $\delta v_{1,1}$, $\delta v_{2,2}$, $\delta v_{3,3}$ — относительные изменения скоростей продольных волн, распространяющихся вдоль осей x , y , z соответственно.

В случае одноосного напряженного состояния изотропного материала с единственной ненулевой компонентой тензора механических напряжений $\sigma_{3,3}$ относительные изменения скоростей распространения продольных волн описываются выражением:

$$\delta v_{i,j} = \beta_{i,j} \times \sigma_{3,3}. \quad (5)$$

В случае сложного напряженного состояния, отличного от одноосного растяжения—сжатия, тензор $\delta v_{i,j}$ относительного изменения скоростей распространения связан с тензором напряжений $\sigma_{i,j}$ в произвольном базисе координатных осей выражением:

$$\delta v_{i,j} = \gamma_{i,j,m,n} \times \sigma_{m,n} \quad (6)$$

где $\gamma_{i,j,m,n}$ — тензор акустоупругости для произвольного тензора напряжений $\sigma_{m,n}$; m, n — индексы координатных осей в произвольном базисе. Связь тензора $\gamma_{i,j,m,n}$ с тензором $\beta_{i,j}$ приведена в [4].

Использование выражения (6) для решения практических задач затрудняет физическую интерпретацию результатов в случае наклонного распространения волн относительно главных осей напряжений, когда базисы скоростей и механических напряжений не совпадают. В этом случае выражение (6) представимо в виде, в котором тензор механических напряжения задан в собственном базисе и преобразуется к базису скоростей (рис. 6):

$$\delta v_{i,j} = \gamma_{i,j,m',n'} \cdot A_{m',m} \cdot A_{n',n} \cdot \sigma_{m,n} \quad (7)$$

где $A_{m',m}$ и $A_{n',n}$ — матрицы перехода от базиса x, y, z к базису, привязанному к направлению распространения волны x', y', z' .

Расчет изменения времени распространения, учитывающий неколлинеарность направлений распространения волны и действия механических напряжений, проводился с использованием тензорной модели (рис. 6). В каждой точке луча волны угол φ между базисами главных напряжений z, y и волны z', y' определяется выражением:

$$\text{tg}(\varphi) = \frac{z'}{\sqrt{R^2 - l^2}}. \quad (8)$$

Тензор перехода от базиса напряжений к базису скоростей выражается через угол между хордой и касательной к окружности φ (рис. 6) и в матричной форме имеет вид:

$$A = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos(\varphi) & \sin(\varphi) \\ 0 & -\sin(\varphi) & \cos(\varphi) \end{pmatrix}. \quad (9)$$

Для одноосного напряженно-деформированного состояния только одна компонента тензора напряжений отлична от нуля $\sigma_{3,3} = \sigma_0$ (в соответствии с рис. 6):

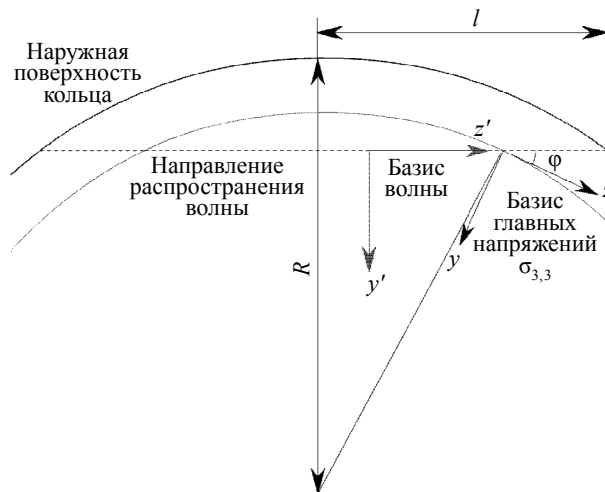


Рис. 6. Схема ориентации базиса волны z', y' и базиса главных напряжений z, y при распространения продольной волны в кольце подшипника.

$$\sigma = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \sigma_0 \end{pmatrix}. \quad (10)$$

Подстановка (9) и (10) в (7) дает выражение для относительного изменения скорости волны в виде функции угла φ для продольных и поперечных волн с поляризацией по оси y' волн:

$$\delta v_{3,3} = \sigma_0 \cdot (\beta_{2,2} \cdot (\sin(\varphi))^2 + \beta_{3,3} \cdot (\cos(\varphi))^2), \quad (11)$$

$$\delta v_{3,2} = \sigma_0 \cdot (\beta_{1,3} \cdot (\sin(\varphi))^2 + \beta_{3,1} \cdot (\cos(\varphi))^2). \quad (12)$$

Выражения (11) и (12) после замены тригонометрических функций их выражениями через расстояния и координаты из (8) позволяют установить зависимости скоростей распространения волн от координаты z' :

$$\delta v_{3,3} = \sigma_0 \cdot \left(\beta_{2,2} \cdot \frac{z'^2}{R^2 - (l)^2 + z'^2} + \beta_{3,3} \cdot \frac{R^2 - (l)^2}{R^2 - (l)^2 + z'^2} \right), \quad (13)$$

$$\delta v_{3,2} = \sigma_0 \cdot \left(\beta_{1,3} \cdot \frac{z'^2}{R^2 - (l)^2 + z'^2} + \beta_{3,1} \cdot \frac{R^2 - (l)^2}{R^2 - (l)^2 + z'^2} \right). \quad (14)$$

После алгебраических преобразований уравнения (13) и (14) принимают вид:

$$\delta v_{3,3} = \sigma_0 \cdot \left(\frac{\beta_{2,2} \cdot z'^2 + \beta_{3,3} \cdot (R^2 - (l)^2)}{R^2 - (l)^2 + z'^2} \right), \quad (15)$$

$$\delta v_{3,2} = \sigma_0 \cdot \left(\frac{\beta_{1,3} \cdot z'^2 + \beta_{3,1} \cdot (R^2 - (l)^2)}{R^2 - (l)^2 + z'^2} \right). \quad (16)$$

В общем виде в условиях малости $\delta v \ll 1$ выражение для скорости продольной и поперечной ультразвуковых волн можно представить в виде функции переменной z' :

$$v(z') = C \times (1 + \delta v(z')). \quad (17)$$

Дифференциальное уравнение движения волны по хорде:

$$\frac{dz'}{dt} = v(z'). \quad (18)$$

Выражение (18) с учетом (17) интегрируется методом разделения переменных:

$$\int_0^l \frac{dz'}{C \cdot (1 + \delta v(z'))} = \int_0^{t+\Delta t} dt. \quad (19)$$

С учетом малости $\delta v \ll 1$ (19) приводится к определенным интегралам:

$$\int_0^l dz' - \int_0^l \delta v(z') dz' = C \cdot \int_0^{t+\Delta t} dt. \quad (20)$$

После интегрирования и преобразований уравнение (20) принимает вид:

$$\delta t = -\frac{1}{l} \cdot \int_0^l \delta v(z') dz'. \quad (21)$$

Для продольной волны подстановка (15) в (21) и преобразования позволяют определить относительное изменение скорости:

$$\delta t_l = -\sigma_0 \cdot \frac{1}{l} \cdot \left(\beta_{2,2} \cdot \int_0^l \frac{z'^2}{R^2 - l^2 + z'^2} \cdot dz' + \beta_{3,3} \cdot \int_0^l \frac{R^2 - (l')^2}{R^2 - l^2 + z'^2} \cdot dz' \right). \quad (22)$$

Второй интеграл в выражении (22) является табличным, первый интеграл может быть представлен в виде суммы табличных интегралов, которые после интегрирования приводят выражение (22) для относительного времени задержки продольной акустической волны к виду:

$$\delta t_l = -\sigma_0 \cdot (\beta_{2,2} + (\beta_{3,3} - \beta_{2,2})) \cdot \sqrt{(R/l)^2 - 1} \cdot \operatorname{arctg} \left(\frac{1}{\sqrt{(R/l)^2 - 1}} \right). \quad (23)$$

По аналогии с (23) относительное изменение времени задержки поперечной волны:

$$\delta t_l = -\sigma_0 \cdot (\beta_{1,3} + (\beta_{3,1} - \beta_{1,3})) \cdot \sqrt{(R/l)^2 - 1} \cdot \operatorname{arctg} \left(\frac{1}{\sqrt{(R/l)^2 - 1}} \right). \quad (24)$$

В схеме прозвучивания, представленной на рис. 2, аргумент выражений (23) и (24) равен:

$$\sqrt{(R/l)^2 - 1} = 1,6. \quad (25)$$

В рассматриваемой модели хордового прозвучивания кольца подшипника относительные времена задержки акустических волн, вызванные упругими растягивающими напряжениями, принимают вид:

$$\delta t_l = -\sigma_0 \cdot (0,89 \cdot \beta_{3,3} + 0,11 \cdot \beta_{2,2}). \quad (26)$$

$$\delta t_l = -\sigma_0 \cdot (0,89 \cdot \beta_{3,1} + 0,11 \cdot \beta_{1,3}). \quad (27)$$

Для большинства сталей выполняется соотношение между акустоупругими коэффициентами $\frac{\beta_{2,2}}{\beta_{3,3}} \approx 0,1$ и, следовательно, второе слагаемое в выражении (26) не превышает 1,2 % первого слагаемого. Используя результат аппроксимации (4) для коэффициента пропорциональности относительного времени задержки и упругих механических напряжений и формулу (26) для времени задержки при хордовом прозвучивании, значение коэффициента акустоупругости материала колец подшипников в изделии составит:

$$\beta_{3,3} = -\frac{d}{0,89} = -11,0 \text{ ГПа}^{-1} (\pm 8 \%). \quad (28)$$

Используя полученные значения акустоупругого коэффициента (4), (28) для продольной волны, проведены испытания образцов натяга колец подшипников (рис. 7). На каждом из трех образцов натяга 40, 80 и 120 мкм выполнены измерения в четырех точках, расположенных через 90°. Средние квадратические отклонения относительного измерения времени распространения в каждой точке составили от $200 \cdot 10^{-6}$ до $500 \cdot 10^{-6}$. Такие высокие, более 40 % среднего значения, случайные разбросы результатов наблюдений связаны со слабой повторяемостью параметров акустического контакта при повторных установках преобразователя на объект контроля. При изменении слоя контактной жидкости на 1 мкм абсолютное время распространения изменяется на 0,7 нс, а относительное изменение времени распространения волны на $40 \cdot 10^{-6}$. Таким образом соответствующие вариации толщины контактного слоя жидкости находятся в диапазоне от 5 до 10 мкм и отражают точность изготовления акустической задержки и кольца подшипника. Рассчитанный по времени задержки в образцах акустический коэффициент $\beta_{3,3} = -15,6 \pm 4,8 \text{ ТПа}^{-1}$ и с учетом погрешности соответствует экспериментальным результатам на нагружающем устройстве.

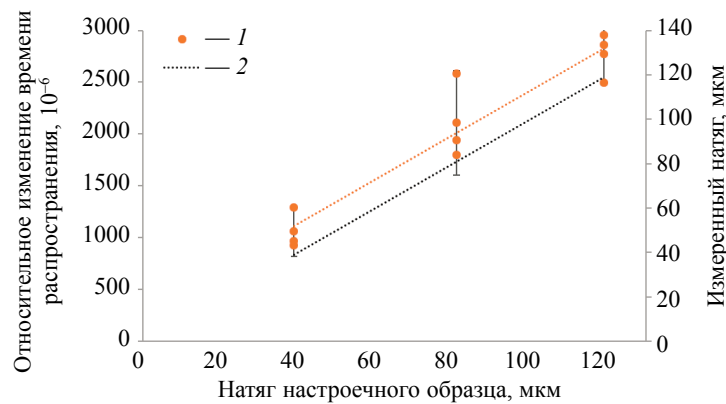


Рис. 7. Зависимость относительного изменения времени распространения продольной волны (1) и измеренных значений натяга (2) от натягов настроечных образцов.

ВЫВОДЫ

Разработаны и изготовлены образцы прессовых соединений со значениями натяга в диапазоне от 38 до 119 мкм с погрешностью не более ± 7 мкм. С использованием тензометрической системы аттестовано нагружающее устройство для испытания колец подшипников, обеспечивающее напряженно-деформированное состояние с упругими деформациями до $550 \cdot 10^{-6}$, эквивалентными состоянию колец в прессовом соединении с натягом от 0 до 70 мкм.

Разработана и изготовлена акустическая задержка для хордового прозвучивания продольными волнами колец подшипников, напрессованных на шейку оси, с базой прозвучивания в материале кольца, равной 84 мм. Экспериментально определен коэффициент пропорциональности относительного изменения времени распространения продольной волны и механических напряжений $d = 9,77 \text{ ТПа}^{-1}$. Для модели хордового прозвучивания кольца подшипника при растяжении кольца аналитически получены зависимости, связывающие акустоупругие коэффициенты продольной $\beta_{3,3}$ и поперечной $\beta_{3,1}$ волн с коэффициентом пропорциональности d . Коэффициент акустоупругости для стали ШХ15 в готовом изделии (кольце подшипника) с учетом поправок составил $\beta_{3,3} = -11,0 \text{ ТПа}^{-1}$ ($\pm 8 \%$).

При акустическом контроле образцов натяга показано, что невозпроизводимость акустического контакта при повторной установке преобразователя на объект контроля с вариациями контактного слоя (5—10) мкм вносит основной вклад в погрешность измерений акустоупругих коэффициентов — 30 %. Кроме того, разброс значений может быть обусловлен неравномерностью посадки по окружности кольца подшипника из-за конусности и овальности сопрягаемых поверхностей. Погрешность определения натягов в образцах методом акустоупругости с усреднением в трех точках составила от 20 до 40 %.

Исследование выполнено при финансовой поддержке РФФИ в рамках научного проекта № 19-38-90016.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Gushcha O.I., Lebedev V.K. The effect of stresses on the velocity of propagation for ultrasonic waves in metals // Soviet Applied Mechanics. 1972. V. 2. P. 52—53.
2. Landau L.D., Lifshitz E.M. Course of theoretical physics // Butterworth-Heinemann. 1986. V. 7 (3rd ed.).
3. Muravyev V.V., Muravyeva O.V., Strizhak V.A., Pryakhin A.V., Balobanov E.N., Volkova L.V. Evaluation of residual stresses in rims of wagon wheels using the electromagnetic-acoustic method // Russian journal of nondestructive testing. 2011. V. 47. No. 8. P. 512—521.
4. Анисимов В.А., Каторгин Б.И., Куценко А.Н., Малахов В.П., Рудаков А.С., Чванов В.К. Неразрушающий контроль. Справочник в 8 т. Т. 4. Кн. 1. Акустическая тензометрия / Под общ. ред. В.В. Клюева. М.: Машиностроение, 2006. 226 с.
5. Бриллюэн Л., Пароди М. Распространение волн в периодических структурах. М.: Изд-во иностранной литературы, 1959. 457 с.
6. Бобренко В.М., Куценко А.Н., Шереметиков А.С. Общий вид уравнений акустоупругости для главных напряжений // Дефектоскопия. 1982. № 6. С. 23—27.

7. *Гузь А. Н., Махорт Ф. Г., Гуца О. И.* Определение напряжений в твердых телах ультразвуковым методом / *Неразрушающий контроль материалов и элементов конструкций.* Киев: Наукова думка, 1981. С. 115—146.
8. *Гузь А. Н., Махорт Ф. Г., Гуца О. М.* Введение в акустоупругость. Киев: Наукова думка, 1977. 152 с.
9. *Гузь А. Н., Махорт Ф. Г.* Физические основы ультразвукового неразрушающего метода определения напряжений в твердых телах // *Прикладная механика.* 2000. Т. 36. № 9. С. 3—34.
10. *Муравьев В. В., Волкова Л. В., Лапченко М. А.* Ультразвуковой контроль остаточных напряжений в бандажах локомотивных колес при производстве // *Дефектоскопия.* 2015. № 5. С. 3—16.
11. *Муравьев В. В., Волкова Л. В.* Оценка величины натяга бандажей локомотивных колес методом акустоупругости // *Дефектоскопия.* 2013. № 9. С. 40—46.
12. *Муравьев В. В., Муравьев Т. В.* Расчет процесса передачи акустического сигнала через трибосопряжение внутреннего кольца подшипника и оси колесной пары // *Дефектоскопия.* 2007. № 2. С. 16—26.
13. *Муравьев В. В., Муравьева О. В., Леньков С. В.* Оценка остаточных напряжений цельнокатаных и бандажированных колес с использованием эффекта акустоупругости // *В мире неразрушающего контроля.* 2018. Т. 21. № 1. С. 25—29.
14. *Новожилов В. В.* Основы нелинейной теории упругости. М.: Гостехиздат, 1948. 212 с.
15. *Новожилов В. В.* Теория упругости. Ленинград: Судпромгиз, 1958. 370 с.
16. *Степанова Л. Н., Лебедев Е. Ю., Кабанов С. И., Канифадин К. В., Бехер С. А., Никитенко М. С.* Исследование характеристик проволочных и полупроводниковых тензодатчиков, используемых для измерения ударных процессов // *Датчики и системы.* 2013. № 1. С. 28—33.
17. *Степанова Л. Н., Кабанов С. И., Бехер С. А.* Микропроцессорные многоканальные тензометрические системы для динамических испытаний конструкций // *Датчики и системы.* 2011. № 8. С. 29—34.