

УДК 620.179.1:629.4.027.11:62–233.28

О. В. ХОЛОДИЛОВ, доктор технических наук, г. Гомель, М. Г. КУЗНЕЦОВА, кандидат технических наук, Белорусский государственный университет транспорта, г. Гомель, А. А. МАРКАВЦОВ, инженер, КТЦ БелЖД, Дорожная лаборатория вагонного хозяйства, г. Минск

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНОГО АНАЛИЗА ПРИ РАЗРАБОТКЕ МЕТОДИКИ БЕЗРАЗБОРНОЙ АЭ-ДИАГНОСТИКИ СОСТОЯНИЯ БУКСОВЫХ ПОДШИПНИКОВ

Рассмотрены вопросы совершенствования безразборной АЭ-диагностики состояния буксового узла колесной пары вагона. Показана возможность использования для оценки напряженно-деформированного состояния буксового узла метода конечно-элементного анализа. Полученные результаты позволяют установить наиболее точное место расположения преобразователей АЭ и могут быть использованы в качестве перспективного метода безразборной диагностики подшипниковых узлов подвижного состава не только в статике, но и по ходу движения поезда.

Подшипниковые буксовые узлы, устанавливаемые на осях и валах подвижного состава (ПС), являются важнейшими конструктивными элементами, от состояния которых в значительной степени зависит безопасность движения. Основная причина выхода из строя подшипников качения – нарушение режимов работы, загрязненность смазки, наличие в кольцах трещин, сколов, раковин и выкрашиваний на дорожках качения.

Анализ состояния вопроса

Взаимодействие колеса и рельса имеет сложный характер и сопровождается качением, поперечным и продольным проскальзыванием с различными скоростями. При этом колесная пара ПС обладает неподдрессированной массой, а установка внутреннего кольца подшипника на шейку оси осуществляется с натягом по горячей посадке. Совокупность многих факторов приводит к тому, что контакт «металл – металл» между вращающимися элементами подшипника создает высокие напряжения в зоне контакта. При этом традиционные методы неразрушающего контроля подшипников буксового узла тележки грузового вагона позволяют проводить контроль только в статике, предварительно разобрав буксовый узел. Так, технология деповского ремонта узлов с подшипниками качения предусматривает полный либо частичный демонтаж и проведение дефектоскопирования всех деталей подшипников. В настоящее время в депо для их контроля применяются магнитопорошковые и вихревые методы [1].

Широкое распространение получили системы выявления предаварийного состояния греющихся буксовых узлов на основе точного бесконтактного измерения температуры перегрева датчиками ИК-излучения. При этом средства выявления греющихся предаварийных буксовых узлов дополняются средствами ранней, задолго до появления перегрева, диагностики дефектов (повреждений, неисправностей) буксовых подшипников [2].

При диагностировании колец подшипников широкое распространение получил метод АЭ. Он позволяет автоматизировать процесс измерения и определять усталостные дефекты микроскопических размеров [3–6]. Источниками сигналов АЭ являются упругие волны от нормальных и касательных напряжений пятен контакта в дорожках качения, микроудары вследствие

шероховатости поверхности тел и дорожек качения, микроудары и удары от перекатывания дефектных поверхностей (шелушение, развитые трещины, сколы, раковины).

Выбор и реализация режима нагружения при АЭ-испытаниях является важной методической задачей. Для отработки методики контроля наряду с методом АЭ используется тензометрия [7], позволяющая определить величину максимальной испытательной нагрузки, достаточной для инициализации сигналов АЭ от дефектов.

В процессе АЭ-диагностики материал исследуемого объекта деформируется. При этом разнообразные дефекты выступают как концентраторы напряжений и излучают дискретные акустические волны локальной упругой разгрузки материала, причем более 90 % зарегистрированных сигналов относятся к акустическим помехам, что требует тщательной методической проработки.

В настоящее время известны *безразборная* и *разборная* технологии АЭ-контроля колец подшипников.

В безразборной технологии подшипниковых узлов, развиваемой в Российской Федерации, применяется один преобразователь акустической эмиссии (ПАЭ) [4]. Основными регистрируемыми параметрами служат суммарный счет и распределение энергии в функции времени либо нагрузки. Локализация дефекта отсутствует, что существенно ограничивает возможности данного метода.

Проведение АЭ-диагностики колец подшипников с определением координат дефектов повышает достоверность контроля. В промышленно развитых западных странах безразборная технология реализуется с применением четырех ПАЭ, устанавливаемых на подшипниковый узел [6]. При этом используется линейная локализация сигналов АЭ, изображаемая на развертке кольца подшипника. В процессе диагностирования была установлена корреляция между энергией сигналов АЭ и размерами дефектов. Отмечена взаимосвязь между размером дефекта дорожки качения подшипника и активностью сигналов АЭ, а также установлена линейная зависимость между длительностью сигнала АЭ и длиной дефекта.

В настоящее время места установки преобразователей для регистрации АЭ (ПАЭ) выявляют по результатам трудоемких предварительных экспериментов по определению напряженно-деформированного состояния

(НДС) контролируемого узла [8]. Численный конечно-элементный анализ для объектов сложной формы требует меньше временных затрат и при этом позволяет прогнозировать состояние объекта контроля. В связи с этим разработка численных алгоритмов применения конечно-элементного (КЭ) анализа для оценки НДС подшипниковых узлов подвижного состава является актуальным.

Оценка напряженно-деформированного состояния буксового узла

С точки зрения классической теории сопротивления материалов один из механизмов разрушения конструкции состоит в возникновении и развитии трещины до момента разделения детали на части, причем необходимыми и достаточными условиями разрушения твердого тела путем образования трещины является наличие местной концентрации механических напряжений и высокий градиент разности главных механических напряжений. При этом зарождение дефекта происходит в точке максимальной концентрации напряжений, а его развитие – в направлении градиента.

При отсутствии концентратора или достаточно высокого градиента напряжений трещина не рождается и не развивается. Если дефект есть, но нет высокого градиента напряжений, трещина также не развивается.

При наличии названных условий в точке, где на данный момент нет дефекта (разрыва сплошности металла), дефект непременно появится в ближайшем будущем, что и наблюдается на практике.

Анализ статического НДС подразумевает, что механическая конструкция подвержена воздействию заданной стабильной статической нагрузки. В случае приложения к ней переменной во времени нагрузки необходимо исследовать поведение конструкции в динамике.

Для компьютерного моделирования и расчета НДС, кинематики и динамики механических систем наиболее популярными программами являются [9, 10]:

а) программы анализа кинематики и динамики систем твердых тел (например, *ADAMS*, *Universal Mechanism*, *Working Model* и т. п.);

б) программы конечно-элементного анализа для гибких тел, например, *ANSYS*, *Nastran*, *Patran*, *Pro-Mechanica*, *LS-Dyna* и т. д.

Результаты исследований и их обсуждение

Выполнение анализа НДС подшипника и корпуса буксового узла тележки грузового вагона с помощью *ANSYS Workbench* включает в себя выполнение следующих основных этапов [10].

1 Подготовка расчетно-геометрической модели (РГМ) буксового узла для проведения инженерного анализа.

Расчетно-геометрическая модель создана с помощью CAD – системы *Autodesk Inventor Professional 2019*, затем импортирована в *ANSYS Workbench*.

2 Расчетная модель (РМ) – виртуальная упрощенная модель буксового узла. Этапы создания виртуальной физической модели:

а) задание модели материала с помощью модуля *Engineering Data*, который используется для систематизации и хранения данных о материалах, описания их свойств и входных параметров математических моделей с помощью дополнительного интерфейса оболочки *Workbench*. В разделе *Materials* имеется базовый мате-

риал *Structural Steel*, который по умолчанию присваивается всем телам расчетной модели (дополнительно был создан композитный материал, из которого выполнены отдельные элементы конструкций). Значимые параметры любого материала: модуль Юнга (*Young's Modulus*), коэффициент Пуассона (*Poisson's ratio*), плотность (*Density*), предел текучести на растяжение (*Tensile Yield Strength*), предел текучести на сжатие (*Compressive Yield Strength*), предел прочности на растяжение (*Tensile Ultimate Strength*) [11];

б) задание условий внешних воздействий. Нагрузки и закрепления добавляются с помощью контекстного (*Insert*) или кнопок панелей инструментов: *Loads* (нагрузки) → *Support* (закрепления) → *Inertial* (инерционные нагрузки). В окне свойств добавленного воздействия необходимо указать тело (строка *Geometry*), к которому это воздействие будет применено. *Force* – усилие, которое может быть распределено равномерно по поверхностям, соответствует направлению и численному значению реальной нагрузки на объект;

в) формирование КЭ-сетки (*Meshing*). Чтобы задать структуру сетки и форму ее ячеек, необходимо воспользоваться одним из интегрированных методов. Доступ к методам осуществляется через контекстное меню компонента *Mesh* в дереве *Outline*. Для формирования сетки КЭ используются управляющие параметры, содержащиеся в разделе *Mesh* дерева РМ;

г) задание набора выходных параметров. Выделяем в дереве РМ подраздел *Solution* раздела *Environment* и из выпадающего меню контекстной панели инструментов добавляем объекты *Normal Stress* (нормальные напряжения), *Total Deformation* (полная деформация);

д) выполнение расчета. Для выполнения КЭ-расчета необходимо нажать кнопку запуска решателя *Solve* на стандартной панели инструментов. Расчет выполняется автоматически, не требует вмешательства пользователя, может потребоваться значительное время для завершения в зависимости от сложности решаемой задачи и производительности компьютера.

Результаты расчета деформаций и напряжений представлены на рисунках 1–3.

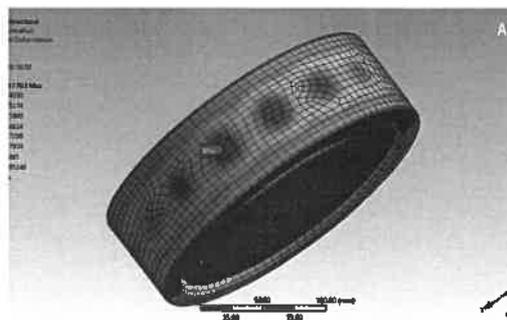


Рисунок 1 – Результаты расчета деформаций в подшипнике буксового узла

Расчеты НДС буксового подшипника показали, что максимальные напряжения во внешнем кольце возникают в момент, когда ролик подшипника находится в самом верхнем положении.

Следовательно, установка ПАЭ должна осуществляться в этом месте или как можно ближе к нему, поскольку при этом на выходе преобразователя будет формироваться сигнал с максимальной амплитудой.

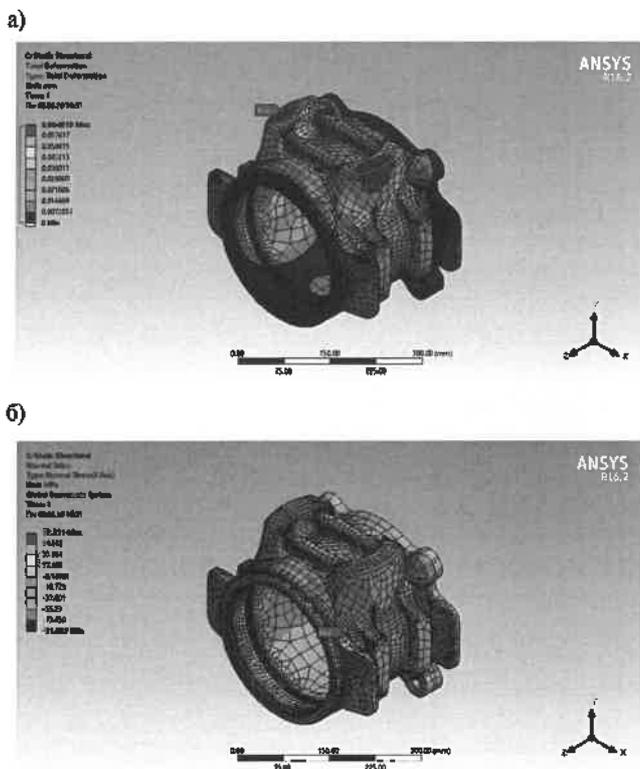


Рисунок 2 – Результаты расчета действия деформаций (а) и напряжений (б) на корпус буксового узла до модернизации

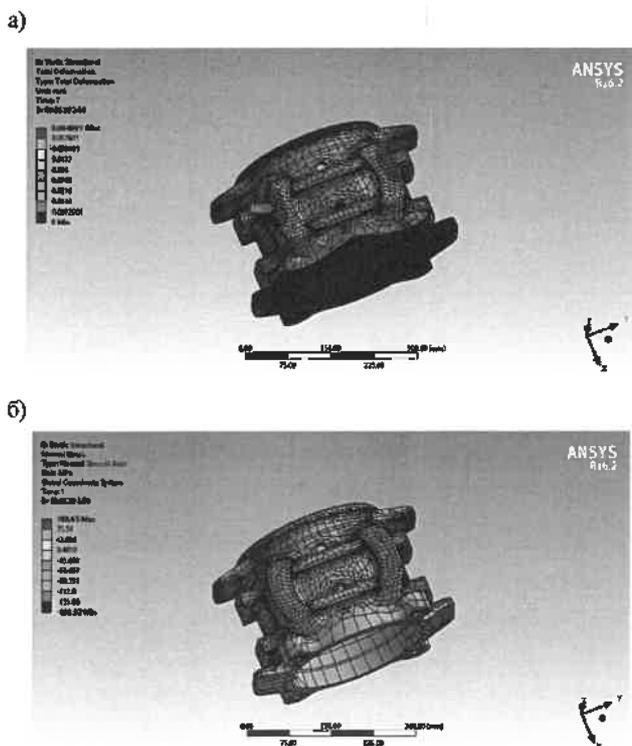


Рисунок 3 – Результаты расчета напряжений (а) и деформаций (б) в корпусе буксового узла после модернизации (отверстие под ПАЭ рядом с ребрами жесткости)

В результате расчета НДС корпуса буксы установлено, что:

- деформация в направлении челюстей (направляющих поверхностей) корпуса буксы не превышает допустимое значение 0,200 мм (максимальное значение – 0,065 мм);

- для корпуса буксы с отверстиями под ПАЭ в ребрах жесткости и рядом с ними деформация не превышает допустимое значение 0,200 мм (максимальное значение 0,065 мм);

- нормальные напряжения в корпусе буксы не превышают допустимое значение 450 МПа (максимальное значение ≈ 72 МПа);

- нормальные напряжения в корпусе буксы с отверстиями под ПАЭ в ребрах жесткости не превышают допустимое значение 450 МПа (максимальное значение ≈ 202 МПа), рядом с ребрами жесткости ≈ 109 МПа.

Заключение

1 Анализ НДС подшипника и корпуса буксы показал, что нормальные напряжения и деформации не превышают допустимые значения (0,2 мм и 450 МПа), однако вследствие меньших напряжений (109 МПа) в буксовом узле с отверстиями под ПАЭ около ребер жесткости рекомендуется использовать данное место для расположения преобразователей.

2 Проведенные исследования показали, что исследование подшипниковых узлов на наличие грузонапряженных мест, обладающих неоднородностями свойств и структуры самого материала с использованием КЭ-анализа, позволяет повысить достоверность результатов АЭ-диагностики подшипниковых узлов ПС.

3 Численное моделирование подшипниковых узлов с использованием КЭ дает возможность прогнозировать характер перемещений точек поверхности объекта контроля, и, соответственно, обосновать места установки датчиков, используемых для регистрации сигналов АЭ.

4 Полученные результаты могут быть использованы в качестве перспективного метода безразборной диагностики подшипниковых узлов ПС не только в статике, но и по ходу движения поезда.

5 Использование результатов данных исследований позволит на практике повысить точность и достоверность проведения АЭ-контроля за счет оптимизации расположения ПАЭ на объекте контроля.

6 Преобразователи для АЭ-диагностики состояния буксовых узлов тележки грузового вагона могут являться составляющей одной из систем «интеллектуального» грузового поезда. Предложенная схема размещения ПАЭ дает возможность интегрировать систему АЭ-контроля в существующие комплексы телематического оборудования.

Список литературы

1 Руководящий документ по ремонту и техническому обслуживанию колесных пар с буксовыми узлами грузовых вагонов магистральных железных дорог колес 1520 (1524 мм) : утв. Советом по ж.-д. трансп. государств – участников Содружества; протокол заседания № 57 от 16–17.10. 2012 г. – Введ. 01.01.2013. – 280 с.

2 Бурченко, В. В. Автоматизация технического контроля и диагностика подвижного состава железных дорог / В. В. Бурченко. – Гомель : БелГУТ, 2020. – 254 с.

3 Акустико-эмиссионный контроль железнодорожных конструкций / А. Н. Серьезнов [и др.]. – Новосибирск : Наука, 2011. – 272 с.

4 Федоров, Д. В. Акустико-эмиссионная диагностика подшипниковых узлов при ремонте локомотивов : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.22.07 / Д. В. Федоров; Петербург. гос. ун-т путей сообщения. – СПб., 2005. – 24 с.

5 Тенилов, Е. С. Разработка методики повышения надежности акустико-эмиссионного контроля дефектов свободных колец подшипников буксового узла подвижного состава : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.11.13 / Е. С. Тенилов; НИ ТПУ. – Томск, 2011. – 21 с.

6 Baldev, R. Fundamentals of acoustic emission / R. Baldev, B. B. Iba // British J. NTD. – 1994. – Vol. 36, no. 1. – P. 16–23.

7 Бехер, С. А. Методы контроля динамически нагруженных элементов подвижного состава при ремонте и в эксплуатации на основе комплексного использования тензометрии и акустической эмиссии : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : 05.11.13 / С. А. Бехер; Томский политехн. ун-т. – Томск, 2017. – 36 с.

8 Сыч, Т. В. Совершенствование технологии АЭ-контроля на основе конечно-элементного анализа акустического тракта : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.11.13 / Т. В. Сыч; Томский политехн. ун-т. – Новосибирск, 2016. – 21 с.

9 Беляев, Г. Я. Численное исследование напряженно-деформируемого состояния деталей подшипников качения / Г. Я. Беляев, С. Ю. Котов, А. В. Шмелев // Вестник Гомельского гос. техн. ун-та им. П. О. Сухого. – 2017. – № 1. – С. 27–33.

10 Основы работы в ANSYS 16 / Н. Н. Федорова [и др.]. – М. : ДМК Пресс, 2017. – 210 с.

11 Шимановский, А. О. Применение метода конечных элементов в решении задач прикладной механики : учеб.-метод. пособие / А. О. Шимановский, А. В. Путято. – Гомель : БелГУТ, 2008. – 61 с.

Получено 19.10.2020

O. V. Kholodilov, M. G. Kuznetsova, A. A. Markavtsov. Using finite element analysis in the development of techniques unassembled AE-diagnostics of axle bearings.

The use of finite element analysis in the development of a methodology for AE-diagnostics of the axle box bearing condition. The issues of improving diagnostics of the state of the axle box unit of the wheel pair of the car are considered. The possibility of using the finite element analysis method for assessing the stress-strain state of the axle unit is shown. The results obtained make it possible to establish the most accurate location of the acoustic emission transducers and can be used as a promising method of unassembled diagnostics of rolling stock bearing assemblies not only in statics, but also along the movement of the train.