

Применение демодуляции при оценке технического состояния подшипников

Л.В. Мартыненко✉

Иркутский государственный университет путей сообщения, г. Иркутск, Российская Федерация

✉liuba.martinenko@yandex.ru

Резюме

В настоящее время количество отцепок грузовых вагонов из-за неисправностей подшипниковых узлов слишком велико и для предотвращения их роста необходимо внедрение современного контроля и диагностики деталей данного механизма. На вагоноремонтных предприятиях ОАО «Российские железные дороги» применяются различные средства диагностики, которые оценивают техническое состояние деталей и узлов грузовых вагонов с помощью высокочастотных приборов, улавливающих любые изменения внутри, а также на поверхности деталей, что позволяет при разных частотах вращения выявлять определенные дефекты, которые будут создавать дополнительные колебания для динамики подвижного состава. Информация о таких дефектах преобразуется в спектральные диаграммы, способных фиксировать определенную вибрацию, вызванную в связи с отклонением в техническом состоянии детали. Среди большого количества вибродиагностических приборов с разными видами сигналов наибольшее распространение получила аппаратура, основанная на принципе детектирования, в соответствии с которым преобразуются высокочастотные колебания амплитуды в низкочастотные, благодаря чему появляется возможность выявить дефекты деталей подшипника. Для данного процесса основной задачей является не только преобразование высокочастотных сигналов, но и воспроизведение низкочастотного модулирующего сигнала, который может иметь вид скачка напряжения на диаграмме. Базой для метода огибающей спектра является анализ высокочастотной вибрации и последующее выявление низкочастотных модулированных вибрационных сигналов. Если выделить из высокочастотного сигнала его низкочастотную составляющую, которая называется огибающей сигнала, тогда можно будет судить о месте возникновения дефекта по частотному расположению амплитудных пиков в спектре огибающей.

Ключевые слова

подшипниковый узел, высокочастотный прибор, детектирование, детектор, виброакустический сигнал, низкочастотный модулирующий сигнал, спектральные диаграммы, динамика подвижного состава

Для цитирования

Мартыненко Л.В. Применение демодуляции при оценке технического состояния подшипников / Л.В. Мартыненко // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. – 2022. № 2 (74). – С. 69–79. – DOI 10.26731/1813-9108.2022.2(74).69-79.

Информация о статье

поступила в редакцию: 27.04.2022 г.; поступила после рецензирования: 27.06.2022 г.; принята к публикации: 28.06.2022 г.

Using demodulation in assessment of the technical condition of bearings

L.V. Martynenko✉

Irkutsk State Transport University, Irkutsk, the Russian Federation

✉liuba.martinenko@yandex.ru

Abstract

The current cases of freight cars uncoupling due to failures of bearing units are too numerous, and to prevent their growth, introduction of modern control and diagnostics of the parts of such unit is required. Car repair enterprises use a wide range of diagnostic equipment to assess the technical condition of the axle box units of freight cars using high frequency instruments detecting any changes inside the part as well as on its surface, allowing under different rotation frequencies to reveal certain defects which may create additional vibrations for the rolling stock dynamics. The information about such defects is transformed into spectral diagrams capable to detect a certain vibration caused by deviations in the part's technical condition. Among the wide range of vibro-diagnostic instruments with different types of signals, the most frequently used is the equipment based on detection principle, according to which the high-frequency amplitude oscillations are converted into low-frequency ones, which makes it possible to reveal defects in the bearing parts. For this process the basic task is not just converting the high frequency signals, but also reproducing a low-frequency modulating signal which may look like a power surge in the diagram. The basis for the envelope spectrum method is the analysis of high-frequency vibration and the subsequent detection of low-frequency modulated vibration signals. If we extract from the high-frequency signal its low-frequency component, which is called the signal envelope, then it will be possible to judge the place of the defect by the frequency location of the amplitude peaks in the envelope spectrum.

Keywords

bearing assembly, high-frequency device, detection, detector, vibroacoustic signal, low-frequency modulating signal, spectral diagrams, dynamics of rolling stock

For citation

Martynenko L.V. Primenenie demodulyatsii pri otsenke tekhnicheskogo sostoyaniya podshipnikov [Using demodulation in assessment of the technical condition of bearings]. *Sovremennye tekhnologii. Sistemyi analiz. Modelirovanie* [Modern Technologies. System Analysis. Modeling], 2022, no. 2 (74), pp. 69–79. DOI: 10.26731/1813-9108.2022.2(74).69-79.

Article Info

R Received: April 27, 2022; revised: June 27, 2022; accepted: June 28, 2022.

Введение

Отказы буксового узла в процессе эксплуатации в настоящее время являются одной из основных причин отцепок вагонов, которые негативно влияют на качественные показатели грузооборота в стране [1]. В настоящее время количество отцепок грузовых вагонов в текущий ремонт из-за неисправностей буксового узла слишком велико. Для компенсации их большого количества необходимо внедрение современного оборудования, которое позволит ускорить процесс диагностики и снизить влияние человеческого фактора, что позволит ввести колесную пару в эксплуатацию раньше и увеличить грузооборот.

Вибрационная диагностика может не только помочь в увеличении грузооборота, но и снизить риск возникновения опасных ситуации путем своевременного обнаружения неисправностей [2]. Разновидность выявления таких дефектов очень многообразна, начиная с дефектов, которые определяют «на слух» и заканчивая разночастотными вибрационными сигналами в виде спектральных диаграмм [3].

Вибродиагностика предназначена для определения технического состояния механизма путем измерения виброакустических сигна-

лов, исходящих от взаимодействующих друг с другом дефектных деталей. При наличии в механизме возрастает уровень вибрации, следовательно, растет главный параметр в диагностировании вращающихся механизмов – виброускорение. Контроль значений виброускорения дает возможность определять не только существующие неисправности, но и зарождающиеся дефекты механизма [4].

У всех деталей вращающегося механизма существуют свои пороги виброускорения и частота вибрации, поэтому зная только повышенный уровень вибрации всего узла нельзя определить какая деталь вызвала данную вибрацию. Для определения повышенных колебаний определенной детали необходимо воспользоваться спектральным анализом, который покажет все отклонения амплитуд вибрации определенных элементов механизма [5]. Для данных замеров применяется пьезоэлектрический акселерометр, который фиксирует динамические изменения механических переменных [6].

Как и все преобразователи, пьезоэлектрические преобразуют одну форму энергии в другую и подают электрический сигнал в ответ на измеряемую величину, свойство или состояние (рис 1) [7].

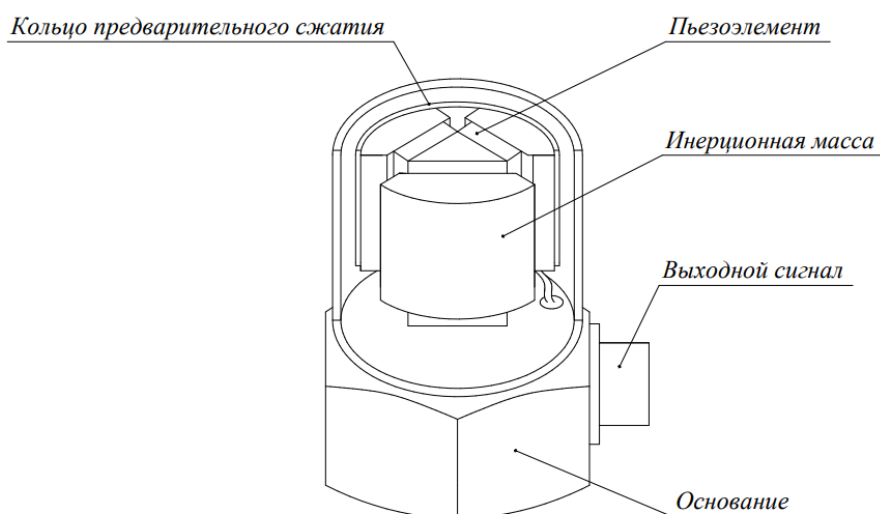


Рис.1. Пьезоэлектрический вибропреобразователь ускорения с элементом, работающим на сдвиг
Fig. 1. Piezoelectric vibration acceleration converter with a shear-operated element

Чувствительный элемент датчика состоит из массы, прикрепленной посредством пьезоэлектрического элемента к основанию тем самым при возникновении вибрации и ударов внутренний инерционный элемент стремится остаться на месте, а пьезоэлемент подвергается действию внешней силы и деформируется, что приводит к возникновению на нем электрического заряда прямо пропорционального величине ускорения. Поверхностный зарядовый сигнал, снимается с электродов и усиливается усилителем заряда, а далее с усилителя заряда напряжение подается на вход измерительного прибора, где преобразуется в цифровой код и передается на компьютер, где преобразуется в среднее квадратичное значение виброускорения и отображается на экране монитора. Для определения состояния деталей подшипника полученные значения среднее квадратичного ускорения сравниваются со значениями эталонной колесной пары. Так как движением в данном случае является вращение, то в случае появления какой-либо неуравновешенности траектории вращающихся деталей нарушаются и это приводит к

появлению дополнительных ускорений в основном в диапазонах частот колебаний той детали, механическое состояние которой нарушено. Это выражается в росте амплитуд ускорений (скоростей и смещений) в спектре, полученном по записям колебаний какой-либо точки механизма (рис.2) [8].

Метод диагностики при помощи спектров огибающей вибросигнала состоит из нескольких этапов. Для начала необходимо выделить необходимые вибросигналы из общего уровня вибрации. При взаимодействии деталей подшипника качения друг с другом и с повреждениями вызывает удары, следовательно, и вибрации в опоре подшипника. Пьезоэлектрический вибропреобразователь измеряет ускорение, сигнал которого проходит через полосовой фильтр, вследствие чего в вибросигнале остаются только компоненты в диапазоне частот, вызвавших удары деталей подшипника. Далее сигнал, прошедший через фильтр, выпрямляется, из которого выделяется огибающая и удаляются резонансные частоты элементов подшипника, вследствие чего остаются только частоты вибрации,

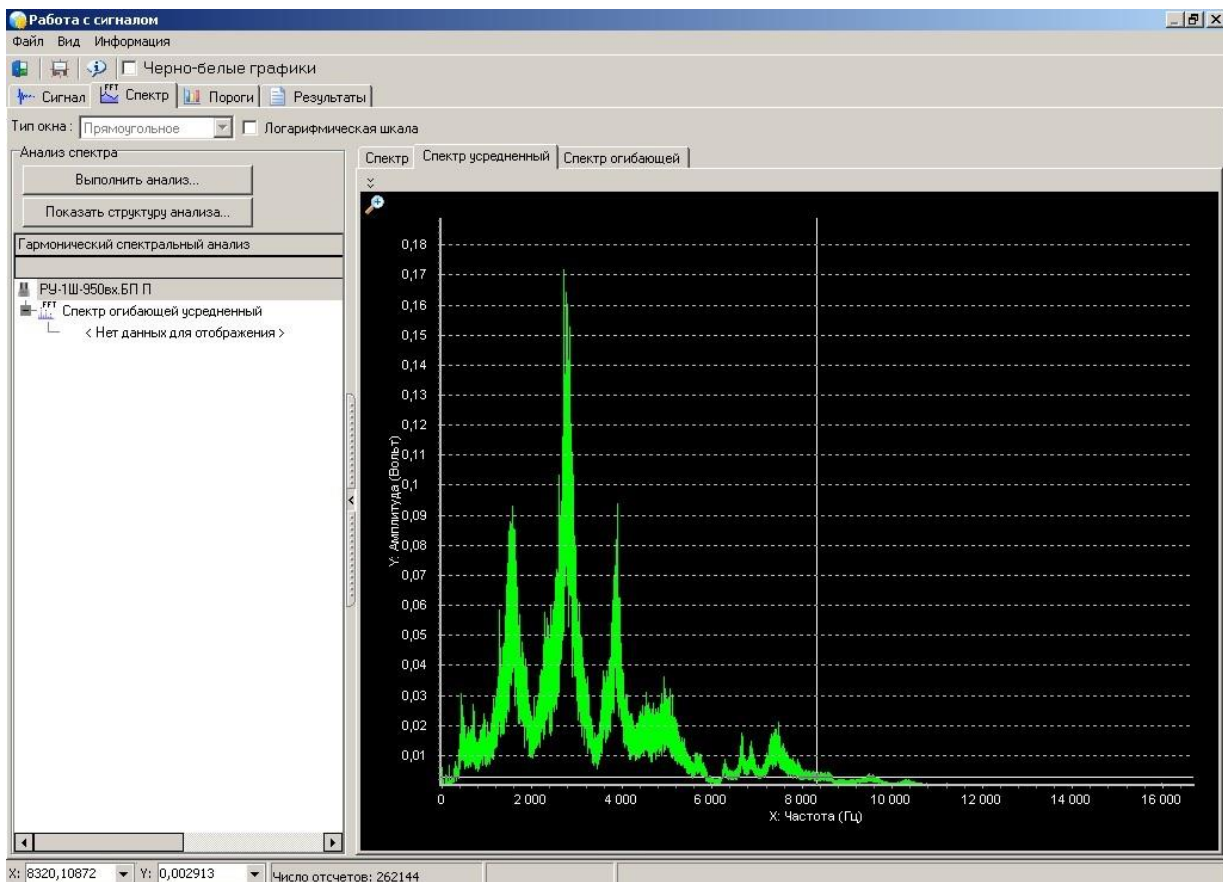


Рис. 2. Спектральная диаграмма при локализации дефекта
Fig. 2. Spectral diagram for defect localization

вызванные дефектами деталей подшипника. Затем вычисляется спектр путем применения фильтра высоких частот, который удаляет из сигнала компоненты с высокой частотой.

Одной из характеристик отклонения плотности вероятности $p(x)$ от нормального распределения является эксцесс, определяемый как $E_k = \mu_4/\sigma^4 - 3$, где μ_4 – четвертый центральный момент, σ^4 – дисперсия случайной величины. Здесь «минус три» введено в определение коэффициента эксцесса, чтобы удовлетворить требованию $E_k = 0$ для нормального распределения. В случае исправного подшипника плотность вероятности стационарных случайных вибраций, которые наблюдаются в исправном подшипнике за счет сил трения, можно считать

соответствующей нормальному закону. Появление дефектов, сопровождающихся ударами между телами и дорожками качения подшипников, приводит к изменению формы кривой плотности вероятности $p(x)$ и, соответственно, изменению численного значения коэффициента эксцесса E_k . Чем более развит дефект, тем более островершинной становится кривая плотности вероятности [9].

На рис. 3 представлены пороги для среднеквадратичных значений (СКЗ) и эксцесса неисправной колесной пары, а также измеренные данные и вероятные дефекты, для исправной колесной пары пороги СКЗ не предусмотрено (табл. 1) [10].

Таблица 1. Результаты пороговых сравнений среднеквадратичных значений и эксцесса для колесной пары

Table 1. Threshold comparison results for rms values and kurtosis for wheelset

№	Параметр	Предельный уровень	Измеренный уровень	Наименование дефекта
1	Среднеквадратичное значение	5	2,428651	Повышенный уровень вибрации
2	Эксцесс	8	3,147074	Повреждение контактирующих поверхностей



Рис. 3. Пороги для среднеквадратичного значения и эксцесс неисправной буксы

Fig. 3. Threshold for rms value and faulty axle box kurtosis

Результаты пороговых сравнений СКЗ показывают, что в исследуемой колесной паре присутствует повышенный уровень вибрации, а из сравнения эксцесса видно, что причиной повышенной вибрации является повреждение контактирующих поверхностей. Таким образом, проведение вибродиагностики позволяет выявить отклонение вибросигнала, а также установить причину данного отклонения [11]. О техническом состоянии подшипника буксового узла также говорят следующие параметры амплитудно-временных порогов: среднеквадратичное ускорение и эксцесс. Превышение данных параметров не допускает дальнейшую эксплуатацию буксового узла. В рассмотренном случае превышение установленной нормы среднеквадратичного ускорения привело к увеличению уровня вибрации. Амплитудно-временные пороги представлены на рис. 3. На рис. 4 представлены результаты проведенной диагностики для обеих колесных пар.

Представленный анализ наглядно показывает работу вибродиагностического ком-

плекса, его основные функции и достоинства, главное из которых – выявление точной области образования повышенной вибрации, а также определение самого источника вибрации, в нашем случае это дефекты тел качения [12].

Для подтверждения актуальности проблематики в представленной статье выполнен анализ отказов технических средств и дефектов буксового узла, что послужит обоснованием внедрения вибродиагностических комплексов для диагностики буксовых узлов на вагоноремонтных предприятиях по всей сети железных дорог [13].

Статистические данные отцепок грузовых вагонов в ТР-2 по отдельным неисправностям буксового узла за пять лет эксплуатации показаны на рис. 5, на рис. 6 – общее количество отказов. Также на отцепку вагонов влияет состояние пути, что создает дополнительные вибрации и повышенную силу удара при просадках определенной длины и глубины, от чего происходит постепенное разрушение буксового узла [14].

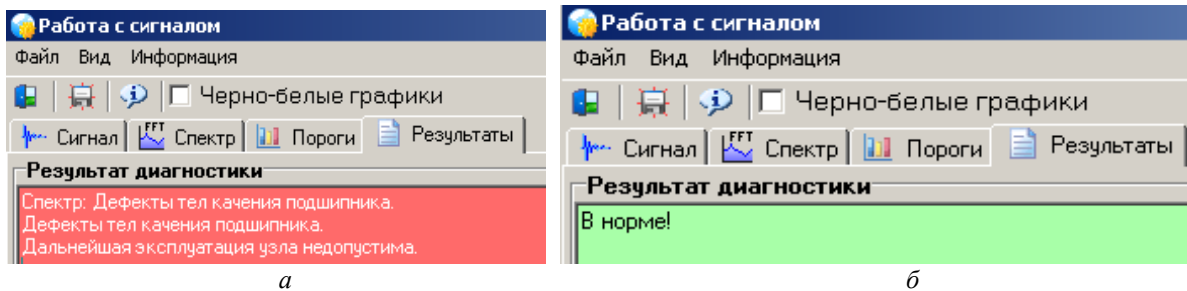


Рис. 4. Спектральный анализ диагностики неисправной (а) и исправной колесной пары (б)

Fig. 4. Spectral analyses of fault diagnostics (a) and serviceable wheelset (b)



Рис. 5. Отцепки вагонов по неисправностям буксового узла в 2017–2021 гг.

Fig. 5. Car uncoupling due to axle box faults in 2017–2021

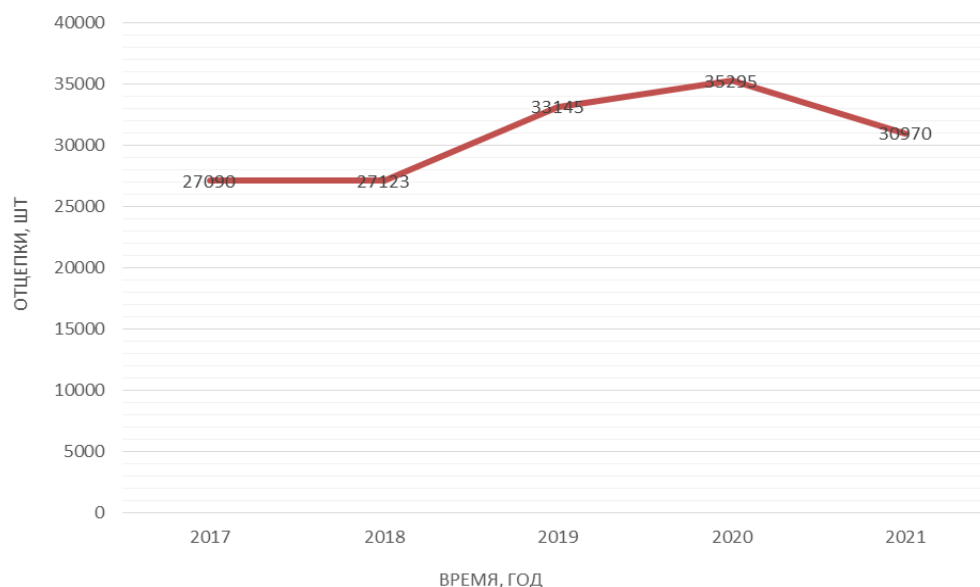


Рис. 6. Количество отцепок грузовых вагонов за 2017–2021 гг.

Fig. 6. Number of freight car uncouplings in 2017–2021

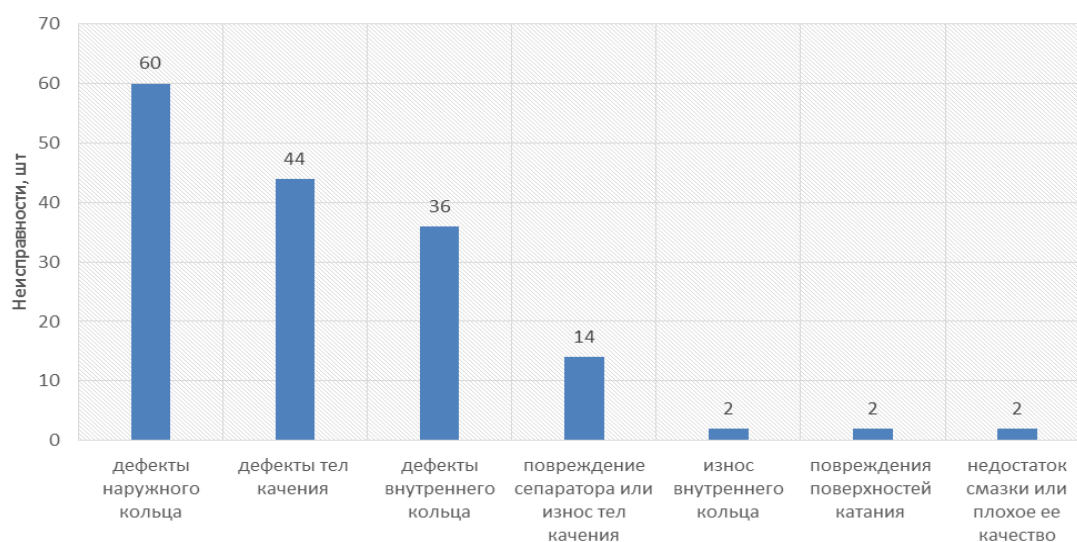


Рис. 7. Количество дефектов деталей и узлов буксы

Fig. 7. Number of defects in parts and joints of an axle box

Прочими неисправностями, ставшими по количеству вторыми из источников причин отцепок грузовых вагонов, являются: излом, износ сепаратора; наличие посторонних примесей в смазке; избыток, недостаток смазки; излом, трещина упорного кольца; трещины, изломы внутреннего и наружного колец подшипника; неправильный подбор осевых или радиальных зазоров; разница роликов по длине или диаметру более допустимой; дефекты лабиринтных уплотнений; полное разрушение подшипника; неравномерный износ опорных поверхностей корпусов букс [15]. На рис. 7 приведено коли-

чество прочих дефектов, послуживших причиной отцепки вагонов в 2017–2021 гг.

После диагностирования более семидесяти колесных пар было выявлено, что наибольшее число дефектов связано с наружными кольцами – 37 % от общего числа неисправностей [16]. Больше всего дефектов наружного кольца было выявлено при частотах вибрации 45–52 Гц (20 % от всех неисправностей) (рис. 8). Дефекты тел качения составили 27,5 % от общего количества, по большей части были выявлены при частотах вибрации 15–32 Гц (21 %) (рис. 9) [17]. Дефекты внутреннего кольца в

общем составили 22,5 %, были обнаружены практически в равном количестве при частотах вибрации 8–15 Гц и 52–78 Гц (рис. 10). Повреждения сепаратора или износ тел качения выявляются при частоте вибрации 2–3 Гц (9 % от общего числа неисправностей). Износ внутреннего кольца, повреждения поверхностей катания подшипника и недостаток смазки или плохое ее качество составляют по 2% от общего числа неисправностей.

Отцепки по причине наличия шелушения, коррозии, усталостных раковин деталей подшипника снизились к 2021 г. на 12,55 %, что составило 13,05 % от общего количества отцепок. Также снизилось количество отцепок и по прочим дефектам – на 4,34 % (17,92 % от всех отцепок). Число отцепок из-за неисправностей лабиринтных колец, составляющее 6,5 % от всех отцепок, в течение всего периода эксплуа-

тации оставалось примерно на одном уровне. В 2021 г. на 11,19 % увеличилось число отцепок из-за надиров типа «елочка» – 5,29 % от общего количества. Дефекты на поверхности катания подшипника к 2021 г. стали причиной 1,25 % отцепок. В 2021 г. относительно 2017 г. число отцепок увеличилось почти в 37 раз, пик роста пришелся на 2020 г., когда количество отцепок увеличилось в 125 раз. Далее был резкий спад, но относительно 2017 г. число отцепок по данной причине осталось на высоком уровне. Общее количество отцепок за пять лет эксплуатации увеличилось на 14,32 %, а среднегодовой темп роста составил 3,4 % т. е. плюс 970 отцепок в среднем ежегодно [18].

Выявленные при диагностике буксового узла на вибродиагностическом стенде при разных частотах дефекты подшипника приведены в табл. 2.

Таблица 2. Неисправности буксового узла, выявленные при различных частотах вибрации
Table 2. Axle box faults revealed under different vibration frequencies

Частоты, Гц Frequencies, Hz	Наименование дефекта Fault denomination	Всего неисправностей, шт. Faults total number, piece	Доля неисправностей, % Share of faults, %
2-3	Повреждение сепаратора или износ тел качения Separator damage or rolling element failure	14	9
4-5	Износ внутреннего кольца Inner ring wear	2	1
5-8	Дефекты тел качения Rolling element faults	2	1
8-15	Дефекты внутреннего кольца Inner ring faults	12	8
15-32	Дефекты тел качения Rolling element faults	34	21
32-45	Дефекты тел качения Rolling element faults	8	5
45-52	Дефекты наружного кольца Outer ring faults	32	20
52-78	Дефекты внутреннего кольца Inner ring faults	14	9
78-104	Дефекты наружного кольца Outer ring faults	24	15
104-128	Дефекты внутреннего кольца Inner ring faults	6	4
128-157	Дефекты наружного кольца Outer ring faults	4	3
157-184	Дефекты внутреннего кольца Inner ring faults	4	3
184-900	Повреждения поверхностей катания Damage of rolling surfaces	2	1
900-2000	Недостаток смазки или плохое ее качество Lack or low quality of lubrication	2	1
Итого		160	100

В рассмотренном случае к дополнительным вибрациям колесной пары привели дефекты внутреннего кольца подшипника, которые выявились при частотах от 8 до 15 Гц, т. е. во время перемещения в этом диапазоне возникает дисбаланс, негативно влияющий на динамику движения подвижного состава. Дефекты, возникающие в деталях подшипника, основываются на напряжениях в металле при нарушениях технологии напрессовки, усталостных разрушениях металла, базирующихся на ограниченном сроке эксплуатации любых деталей и нарушении эксплуатации подшипников в производстве и процессе движения, когда происходят изменения при влиянии динамических нагрузок и появления вибрации, основанной на дефектах поверхности катания и т.д. При наличии вышеперечисленных причин возникновения дефектов дальнейшая эксплуатация буксового узла невозможна.

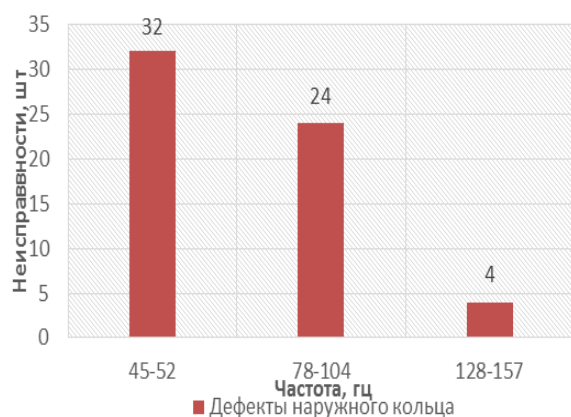


Рис. 8. Дефекты наружного кольца подшипника
Fig. 8. Defects in the outer ring of the bearing

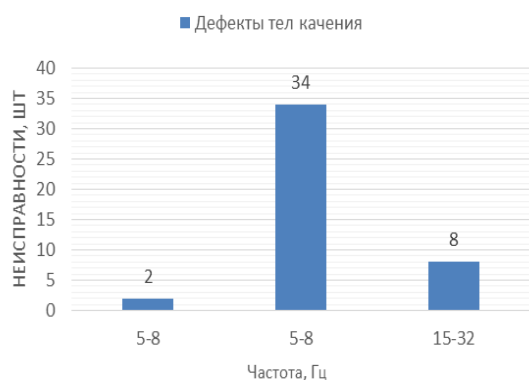


Рис. 9. Дефекты тел качения подшипника
Fig. 9. Defects in rolling elements of the bearing

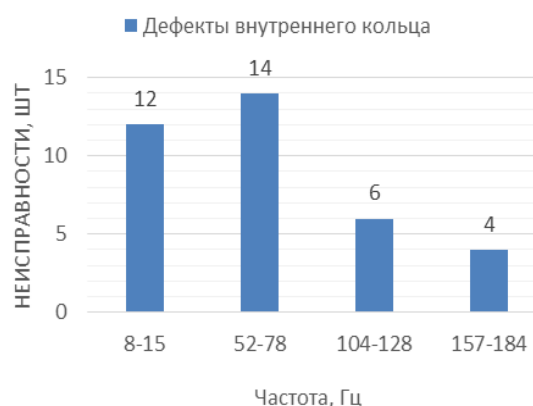


Рис. 10. Дефекты внутреннего кольца подшипника
Fig. 10. Defects in the inner ring of the bearing

Напряжения, возникающие в деталях подшипников, приводят к образованию микротрещин и в процессе эксплуатации микротрещина переходит в следующее состояние – макротрещину, что приводит к расколу внутренних колец. Данное отклонение связано с нарушениями технологий при напрессовке и в процессе эксплуатации, а также при неправильном подборе колец по собственному диаметру и шейке оси, что является причиной образования зазора между кольцом и шейкой оси. При технологическом процессе напрессовки производится обработка колец шлифовкой, что вызывает определенные изменения в отдельных слоях колец и может приводить к повышению температуры и изменению внутреннего состояния металла. Когда происходит остывание металла, то в верхних наружных слоях возникают определенные растягивающие напряжения, а в нижних слоях появляются напряжения сжатия. Данные напряжения, возникающие в поверхностных волокнах, могут достигать значений 400–1000 МПа. При учете особенностей механических свойств стали возникновение дополнительных напряжений происходит при незначительном увеличении нагрузки, так как сквозное прокаливание данных деталей делает их чувствительными и хрупкими. Поэтому зарождение трещин является результатом суммирования напряжений самого металла и напряжений, которые образуются в результате напрессовки колец.

Далее показана динамика и общее количество отцепок грузовых вагонов в ТР-2 из-за неисправностей буксовых узлов (табл. 3) [19].

Таблица 3. Динамика причин отцепок за 2017–2021 гг.

Table 3. Dynamics of the uncoupling causes for 2017–2021

Причины	2017		2018		2019		2020		2021		
	Всего, шт.	Доля, %	Всего, шт.	% к 2017	Всего, шт.	% к 2018	Всего, шт.	% к 2019	Всего, шт.	% к 2020	Доля, %
Ослабление (разрушение) торцевого крепления	9 363	34,56	11 359	121,32	12 213	107,52	12 045	98,62	10 206	109,00	32,95
Обводнение смазки	2 615	9,65	2 872	109,83	3 646	126,95	5 411	148,41	5 022	192,05	16,22
Шелушение, раковины, коррозия подшипников	4 622	17,06	3 800	82,22	4 045	106,45	4 109	101,58	4 042	87,45	13,05
Проворот внутреннего кольца	1 197	4,42	1 313	109,69	1 753	133,51	2 095	119,51	2 091	174,69	6,75
Неисправности лабиринтных колец	2 006	7,40	1 873	93,37	2 000	106,78	2 081	104,05	2 014	100,40	6,50
Надиры типа «елочка»	1 474	5,44	1 239	84,06	2 162	174,50	1 846	85,38	1 639	111,19	5,29
Дефекты на поверхности катания	11	0,04	45	409,09	5 10	1133,3	1 383	271,18	4 06	3690,9	1,31
Прочее	5 802	21,42	4 622	79,66	6 816	147,47	6 325	92,80	5 550	95,66	17,92
Итого	27 090	100,00	27 123	100,12	33 145	122,20	35 295	106,49	30 970	114,32	100,00

Заключение

В данной статье рассмотрена вибродиагностика подшипников приборами с разными видами сигналов, которые могут при различной частоте выявлять все виды дефектов с помощью преобразования высокочастотных колебаний амплитуды в низкочастотные. Это позволя-

ет обнаружить нарушение формы деталей подшипника, так как для каждого отклонения просматривается большой спектр диапазонов частот и именно демодуляция получила широкое применение при техническом обслуживании подшипников.

Список литературы

1. Лукин В.В., Анисимов В.Н., Котуранов В.Н. Конструирование и расчет вагонов. М. : УМЦ по образованию на ж.-д. трансп., 2011. 688 с.
2. Вериго М.Ф., Коган А.Я. Взаимодействие пути и подвижного состава. М. : Транспорт, 1986. 558 с.
3. Желнин Г.Г., Певзнер В.О., Шинкарев Б.С. Исследование зависимостей между показателями динамики подвижного состава и воздействия его на путь // Труды ВНИИЖТ. 1975. № 542. С. 84–92.
4. Миколайчук Т.А. Эффективность использования современных средств диагностики подвижного состава // Научное сообщество студентов: междисциплинарные исследования : материалы XXIII междунар. студен. науч.-практ. конф. Новосибирск, 2017. С. 162–167.
5. Вершинский С.В., Данилов В.Н., Хусидов В.Д. Динамика вагона. М. : Транспорт, 1991. 360 с.
6. Лукин В.В., Анисимов П.С., Федосеев Ю.П. Вагоны. Общий курс. М. : Маршрут, 2004. 424 с.

7. Грачева Л.О., Певзнер В.О., Анисимов П.С. Показатели динамики и воздействия на путь грузовых четырехосных вагонов при различных износах тележек и отступлениях от норм содержания в прямых участках пути // Труды ВНИИЖТ. 1976. № 549. С. 4–25.
8. Ромен Ю.С., Николаев В.Е. Исследование влияния детерминированных неровностей пути в плане на уровень боковых сил при движении грузового вагона // Проблемы механики железнодорожного транспорта. Киев : Наук. думка, 1980. С. 40–42.
9. Кудрявцев Н.Н. Динамические нагрузки ходовых частей грузовых вагонов. М. : Транспорт, 1977. 143 с.
10. Кудрявцев Н.Н. Исследования динамики необрессоренных масс вагонов. М. : Транспорт, 1965. 168 с.
11. Шахунянц Г.М. Железнодорожный путь. М. : Транспорт, 1987. 479 с.
12. Нагорная Ж.А. Текущее содержание пути. М. : Маршрут, 2006. 62 с.
13. Тихомиров В.И. Содержание и ремонт железнодорожного пути. М. : Транспорт, 1969. 344 с.
14. Амелин С. В., Дановский Л.М. Путь и путевое хозяйство. М. : Транспорт, 1972. 214 с.
15. Скалов А.Д., Коваль В.А. Методика исследования вертикальных и боковых сил при износных испытаниях рельсов // Вестник ВНИИЖТ. 1980. № 6. С. 15–20.
16. Инновационные вагоны и проблемы их взаимодействия с элементами инфраструктуры / В.Н. Филиппов, А.В. Смолянинов, И.В. Козлов и др. // Безопасность движения поездов : материалы XVII науч.-практ. конф. М., 2016. С. 68–73.
17. Мямлин С.В. Моделирование динамики рельсовых экипажей. М. : Новая идеология, 2002. 240 с.
18. Кузович В.М. Динамическая нагруженность специализированных вагонов в криволинейных участках пути : дис. ... канд. техн. наук. М. : 2010. 211 с
19. Маджидов Ф.А. Оценка параметра безопасности грузового вагона и управление эффективностью его использования с учетом изменения параметров эксплуатационной среды // Безопасность движения поездов : материалы XVII науч.-практ. конф. М. : МИИТ, 2016. С. 96–98.

References

1. Lukin V.V., Anisimov V.N., Koturanov V.N. Konstruirovaniye i raschet vagonov [Design and calculation of wagons]. Moscow: UMTS ZHDT Publ., 2011. 688 p.
2. Verigo M.F., Kogan A.Ya. Vzaimodeistvie puti i podvizhnogo sostava [Interaction of path and rolling stock]. Moscow: Transport Publ., 1986. 558 p.
3. Zhelmin G.G., Pevzner V.O., Shinkarev B.S. Issledovanie zavisimosti mezhdu pokazatelyami dinamiki podvizhnogo sostava i vozdeistviya ego na put' [Investigation of dependencies between indicators of rolling stock dynamics and its impact on the path]. *Trudy VNIIZhT* [Proceedings of VNIIZhT], 1975, no. 542, pp. 84–92.
4. Mykolaichuk T.A. Effektivnost' ispol'zovaniya sovremennykh sredstv diagnostiki podvizhnogo sostava [Efficiency of using modern means of rolling stock diagnostics]. *Materialy XXIII mezhdunarodnoi studencheskoi nauchno-prakticheskoi konferentsii «Nauchnoe soobshchestvo studentov: mezhdistitsiplinarnye issledovaniya»* [Proceedings of the XXIII International Student Scientific and Practical Conference «Scientific community of students: interdisciplinary research»]. Novosibirsk, 2017, pp. 162–167.
5. Vershinskii S.V., Danilov V.N., Khusidov V.D. Dinamika vagona [Wagon Dynamics]. Moscow: Transport Publ., 360 p.
6. Lukin V.V., Anisimov P.S., Fedoseev Yu.P. Vagony. Obshchii kurs [Wagons. General course]. Moscow: Marshrut Publ., 2004. 424 p.
7. Gracheva L.O., Pevzner V.O., Anisimov P.S. Pokazateli dinamiki i vozdeistviya na put' gruzovykh chetyrekhosnykh vagonov pri razlichnykh iznosakh telezhok i otstupleniyakh ot norm soderzhaniya v pryamykh uchastkakh puti [Indicators of the dynamics and impact on the track of freight four-axle cars with various wear of bogies and deviations from the standards of maintenance in straight sections of the track]. *Trudy VNIIZhT* [Proceedings of VNIIZhT], 1976, no. 549, pp. 4–25.
8. Romen Yu.S., Nikolaev V.E. Issledovanie vliyaniya determinirovannykh nerovnostei puti v plane na uroven' bokovykh sil pri dvizhenii gruzovogo vagona [Investigation of the influence of deterministic track irregularities in the plan on the level of lateral forces during the movement of a freight car]. *Problemy mekhaniki zheleznodorozhnogo transporta* [Problems of Railway Transport Mechanics]. Kiev, 1980, pp. 40–42.
9. Kudryavtsev N.N. Dinamicheskie nagruzki khodovykh chastei gruzovykh vagonov [Dynamic loads of running parts of freight cars]. Moscow: Transport Publ., 1977. 144 p.
10. Kudryavtsev N.N. Issledovaniya dinamiki neobressorenykh mass vagonov [Studies of the dynamics of unsprung masses of cars]. Moscow: Transport Publ., 1965. 168 p.
11. Shakhunyan G.M. Zheleznodorozhnyi put' [Railway track]. Moscow: Transport Publ., 1987. 479 p.
12. Nagornaya Zh.A. Tekushchee soderzhanie puti [The current maintenance of the path]. Moscow: Marshrut Publ., 2006. 62 p.
13. Tikhomirov V.I. Soderzhanie i remont zheleznodorozhnogo puti [Maintenance and repair of the railway track]. Moscow: Transport Publ., 1969. 344 p.
14. Amelin S.V., Danovskii L.M. Put' i putevoe khozyaistvo [Track and track facilities]. Moscow: Transport Publ., 1972. 214 p.
15. Skalov A.D., Koval V.A. Metodika issledovaniya vertikal'nykh i bokovykh sil pri iznosnykh ispytaniyakh rel'sov [Technique for the study of vertical and lateral forces during wear tests of rails]. *Vestnik VNIIZhT*, [Bulletin of VNIIZHT], 1980, no. 6, pp. 15–20.
16. Fillipov V.N., Smolyaninov A.V., Kozlov I.V., Podlesnikov Ya.D. Innovatsionnye vagony i problemy ikh vzaimodeistviya s elementami infrastruktury [Innovative cars and problems of their interaction with infrastructure elements]. *Materialy XVII Nauchno-prakticheskoi konferentsii «Bezopasnost' dvizheniya poezdov»* [Proceedings of the XVII Scientific and Practical Conference «Train Traffic Safety»]. Moscow, 2016, pp. 68–73.

17. Myamlin S.V. Modelirovanie dinamiki rel'sovykh ekipazhei [Modeling the dynamics of rail vehicles]. Moscow: Novaya ideologiya Publ., 2002. 240 p.

18. Kuzovich V.M. Dinamicheskaya nagruzhennost' spetsializirovannykh vagonov v krivolineinykh uchastkakh puti [Dynamic loading of specialized wagons in curved sections of the track]. Ph.D's thesis. Moscow, 2010, 211 p.

19. Madzhidov F.A. Otsenka parametra bezopasnosti gruzovogo vagona i upravlenie effektivnost'yu ego ispol'zovaniya s uchetom izmeneniya parametrov ekspluatatsionnoi sredy [Estimation of the safety parameter of a freight car and management of the efficiency of its use, taking into account changes in the parameters of the operating environment]. *Materialy XVII Nauchno-prakticheskoi konferentsii «Bezopasnost' dvizheniya poezdov»* [Proceedings of the XVII Scientific and Practical Conference «Train Traffic Safety»]. Moscow, 2016, pp. 96-98.

Информация об авторах

Мартыненко Любовь Викторовна, старший преподаватель кафедры вагонов и вагонного хозяйства, Иркутский государственный университет путей сообщения, г. Иркутск; e-mail: liuba.martinenko@yandex.ru.

Information about the authors

Lyubov' V. Martynenko, Assistant Professor of the Department of Wagons and wagon facilities, Irkutsk State Transport University, Irkutsk; e-mail: liuba.martinenko@yandex.ru.