

После сбора и обработки анализа экспериментальных данных и результатов компьютерного моделирования, возможен сравнительный анализ полученных результатов. Уровень нормальных сил (рисунок 2) при проведении экспериментов для груженого грузового вагона с 2 мм ползуном на поверхности катания колесной пары (летние условия) зависит от направления движения, что можно объяснить погрешностью измерений между правым и левым рельсами и изменениями условий эксперимента (скорости движения вагона, изменение формы ползуна, жесткости пути). При скорости до 15 м/с результаты компьютерного моделирования совпадают с экспериментальными данными, но при более высоких скоростях нормальные контактные силы растут до 474 кН. Такое натуральное увеличение нормальных сил при повышении скорости движения совпадает с многочисленными результатами других исследований [2].

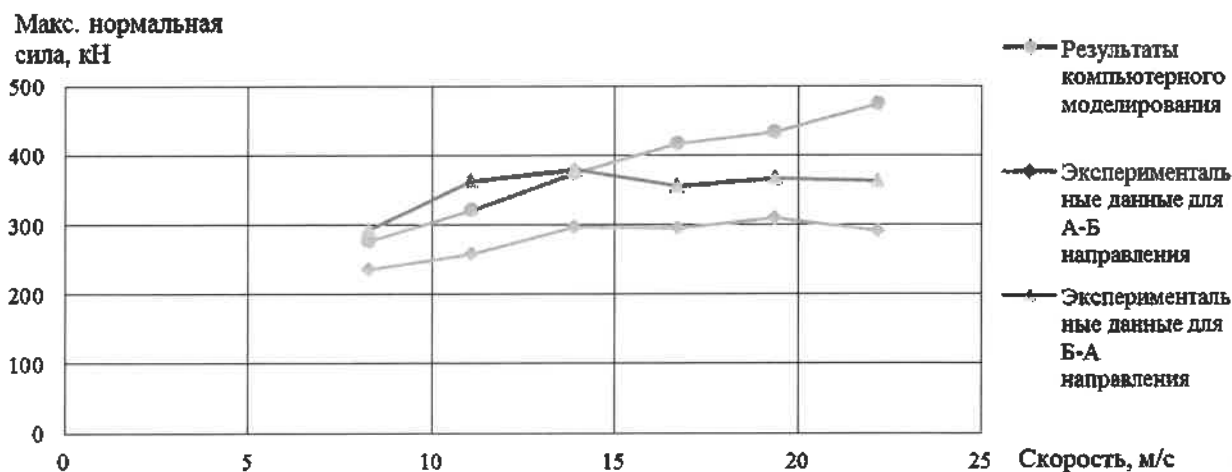


Рисунок 2 – Сравнение результатов компьютерного моделирования и результатов испытаний [3]

Значит, созданная параметрическая модель грузового вагона и заданные основные условия проведения компьютерного моделирования позволяют достаточно точно определить воздействие ползуна на рельсы. Также можно утверждать, что применение программного комплекса УМ позволяет получить относительно точные результаты контактных динамических сил между дефектным колесом и рельсом.

Список литературы

- 1 Laboratory of Computational Mechanics. Simulation of Rail Vehicle Dynamics Homepage [Elektronik resource]. – Mode of access : http://www.universalmecanism.com/download/80/eng/08_um_loco.pdf, last accessed 2018/12/21. – Date of access : 12.08.19.
- 2 Žyglėnė, R. Geležinkelio riedmenų ratų su pažaidomis ir bėgių sąveikos dinaminį procesų tyrimas / R. Žyglėnė. – Vilnius, 2015.

УДК 629.4.01

СТЕНДОВЫЕ РЕСУРСНЫЕ ИСПЫТАНИЯ БЕЗАЗОРНОГО СЦЕПНОГО УСТРОЙСТВА

С. Ю. ПЕТУХОВ

ООО «Тихвинский испытательный центр железнодорожной техники», Российская Федерация

А. В. ЗАЙЦЕВ

ЗАО «Научная организация «Тверской институт вагоностроения», Российская Федерация

В. К. МИЛОВАНОВ

ООО «Транспортные технологии», г. Москва, Российская Федерация

Безазорное сцепное устройство (далее – БСУ) предназначено для использования в пассажирских вагонах и обеспечивает полную автоматическую выборку зазоров в контуре зацепления, не имеет зазоров в шарнирном узле и обеспечивает ряд преимуществ по сравнению с типовым автоцепным устройством СА-3: улучшает продольную динамику поезда, не требует применения буфе-

ров для выборки продольных зазоров, значительно сокращает габариты и массу устройства, позволяет оснащать сцепку автосоединителем магистралей.

В настоящее время на железных дорогах России БСУ эксплуатируются в составе вагонов модели 61-4465 (двухэтажный купейный), 61-4492 (двухэтажный с местами для сидения), также БСУ может применяться при оснащении вагонов моделей 61-4458 и 61-4462.

Несмотря на бесспорные преимущества, за время эксплуатации устройства возникали отдельные случаи отказов, которые создали угрозу безопасности движения, жизни и здоровью пассажиров. К таким случаям относятся серия саморасцепов пассажирских вагонов в 2016 году:

- 27 июня расцепились одноэтажные вагоны скоростного поезда № 716 Белгород – Москва;
- 19 июля в районе станции Луховицы между 8-м и 9-м вагонами разорвался состав № 9 Самара – Москва;

– 7 августа в Воронежской области между станциями Сагуны и Евдаково разделенным на две части оказался фирменный состав «Северная Пальмира» сообщением Адлер – Санкт-Петербург, вагоны успели разъехаться на 22 метра.

Вследствие произошедшего стала очевидной необходимость подтверждения безопасности эксплуатации БСУ в течение всего срока службы, а значит, проведения ресурсных испытаний, которые позволят однозначно подтвердить назначенный ресурс и надежность в течение времени между плановыми ремонтами железнодорожного подвижного состава.

Стандартизированные методы ресурсных испытаний БСУ для подтверждения соответствия требованиям технического регламента ТР ТС 001/2011 «О безопасности железнодорожного подвижного состава» отсутствуют, поэтому был проведен целый ряд мероприятий, для реализации возможности проведения ресурсных испытаний:

- анализ нормативных документов, определяющих требования к ресурсу и нагруженности сцепок;
- анализ существующих методик проведения ресурсных испытаний сцепок;
- разработка программы и методики эксплуатационных испытаний БСУ;
- проведение эксплуатационных испытаний по определению нагруженности сцепок;
- обработка и анализ полученных данных эксплуатационных испытаний;
- разработка программы и методики стендовых ресурсных испытаний, выбор и обоснование режима нагружения при проведении испытаний;
- разработка и изготовление оснастки для имитации штатной работы сцепок при проведении стендовых ресурсных испытаний;
- апробация программы и методики стендовых ресурсных испытаний и оснастки;
- проведение стендовых ресурсных испытаний БСУ.

Суть метода заключается в одновременном приложении к испытываемому образцу продольной знакопеременной нагрузки и вертикальной вибрации с заданной амплитудой ускорения и частотой.

Продольная нагрузка определялась согласно гипотезе суммирования повреждений по усталостной кривой Веллера, для стальных отливок количество нагружений N_s и нагрузку P_s эквивалентные эксплуатационным по повреждающему воздействию, при испытаниях можно определить по формуле

$$P_s^4 N_s = T_c \sum_{i=1}^k P_i^4 N_i, \quad (1)$$

где P_s – амплитуда силы при проведении испытаний; N_s – количество циклов нагружения при проведении испытаний; T_c – расчётный срок службы; P_i – уровень амплитуды сил, МН; N_i – количество циклов нагружения с амплитудой P_i ; k – количество интервалов нагружения.

Полученные на основании исследований статистические распределения $N_i(P_i)$ за 1 год эксплуатации для пассажирских вагонов приведены в таблице П.1.2 «Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колес 1520 мм (несамоходных), 1996 г.» (далее – «Нормы...»).

На их основании параметр $\sum P_i^4 N_i$ рассчитывается следующим образом: в качестве действующего значения амплитуд сил принимается среднее значение силы для каждого интервала, в качестве количества действующих сил этого уровня принимается меньшее из значений количества сил данного уровня: растягивающих или сжимающих.

Кроме того, разность между большим и меньшим значениями количества растягивающих и сжимающих сил учитывается как количество циклов, для которых этот уровень сил является размахом.

Продольную нагрузку прикладывали по гармоническому закону (вид сигнала на блоке управления гидроцилиндра – синусоидальный).

Таким образом, эквивалентная нагрузка цикла составляет:

- максимальная сила растяжения – +445 кН;
- минимальная сила сжатия – 567 кН;
- амплитуда данного асимметричного цикла – 506 кН;
- коэффициент асимметрии цикла $R = -1,273$.

Параметры вертикальной вибрации при проведении испытаний определяются по результатам эксплуатационных измерений, данные о которых приведены в соответствующих отчетах. Испытательный уровень амплитуды ускорений от вертикальной вибрации определялся с ГОСТ 33787-2016 и равен $1,84 \text{ м/с}^2$. Суммарное время действия вертикальной вибрации за весь период испытаний – 103 часа (для срока службы 40 лет).

Вертикальная вибрация прикладывается одновременно с продольной нагрузкой. Вибрационная нагрузка прикладывается на протяжении периода действия продольной нагрузки. Число циклов испытательной амплитуды ускорений от вертикальной вибрации в одном цикле продольной нагрузки определяется отношением числа циклов вибрационной нагрузки за срок службы к числу циклов продольной нагрузки за срок службы.

По результатам испытаний был подтвержден назначенный ресурс БСУ и надежность в течение времени между плановыми ремонтами железнодорожного подвижного состава.

Список литературы

- 1 Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог мпс колеи 1520 мм (несамоходных). – М. : ГосНИИВ – ВНИИЖТ, 1996. – 269 с.
- 2 РД 24.050.37.95. Вагоны грузовые и пассажирские. Методы испытаний на прочность и ходовые качества. – М. : ГосНИИВ, 1995. – 62 с.
- 3 ГОСТ 33787–2016. Оборудование железнодорожного подвижного состава. Испытания на удар и вибрацию. ВНИИММШ – ВНИКТИ. – 33 с.
- 4 Хакназаров, Е. Не все поезда одинаково безопасны / Е. Хакназаров // Фонтанка.ру [Электронный ресурс]. – Режим доступа : m.fontankaru/2016/08/29/103. – Дата доступа : 26.08.2019.
- 5 Методика проведения сокращенных ускоренных испытаний на усталость. ТМ ТИЦЖТ 062–2018. – ТИЦ ЖТ, 2018.

УДК 629.4.023.14

КОНСТРУКТИВНЫЕ РЕШЕНИЯ ДЛЯ СЪЕМНЫХ КУЗОВОВ ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ

А. В. ПИГУНОВ, В. В. ПИГУНОВ, П. А. ДАШУК, Н. А. ЯСЬКО
Белорусский государственный университет транспорта г. Гомель

Применение съемных кузовов получило широкую реализацию на европейских железных дорогах. Успешно эксплуатируются разработки компаний «Innofreight» и «WASCOSA». Основное преимущество съемных кузовов – это повышение востребованности вагона за счет расширения номенклатуры перевозимых грузов [1].

В частности, компания «WASCOSA» разработала съемные кузова полувагона, лесовоза, для перевозки автомобилей и т. д.

Широкий модельный ряд съемных кузовов на рынке представляет компания «Innofreight». Они разработали различные модификации кузовов увеличенной ширины с длиной 10, 20, 30 футов [1]. Кузов типа «хopper» имеет наклонные торцевые стены, центральный конек и разгрузочные люки расположенные в нижней части боковых стен. Кузов вагона-цистерны для перевозки жидких грузов имеет значительные уклоны в нижней части котла для полного слива груза. Также представлены съемные модули полувагонов, крытых вагонов и т. д. В зависимости от грузоподъемности съемные модули имеют от четырех до восьми нижних фитингов. В верхней части устанавливаются четыре фитинга для подъема кузова.

Для перевозки съемных кузовов применяются вагоны-платформы компании «Legios loco» с установленными на раме стационарными и поворотными контейнерными упорами. Несущая конструкция рамы выполнена без сквозной хребтовой балки для возможности установки модулей с по-