

Рисунок 1

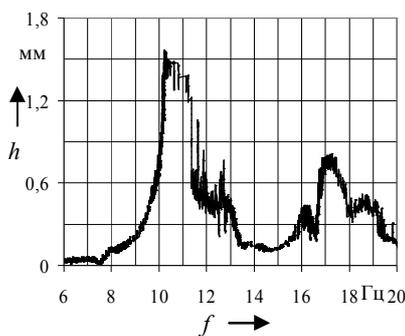


Рисунок 2

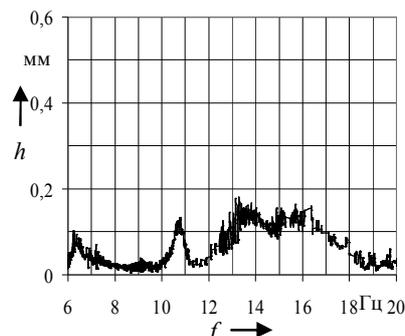


Рисунок 3

При испытаниях незагруженной металлоконструкции кузова с установленной в тамбуре вибромашиной (см. рисунок 1) АЧХ перемещений имели один экстремум на частоте 13,9 Гц. Форма колебаний кузова на этой частоте хорошо совпадала с формой колебаний балки на двух опорах при частоте первого тона. Частоты затухающих колебаний, полученные при импульсном методе возбуждения, находились в интервале от 13,8 до 14,1 Гц. При испытаниях незагруженной металлоконструкции кузова с установленной в середине вибромашиной (см. рисунок 2) АЧХ перемещений средней части кузова имели два экстремума на частотах 10,2 и 17,3 Гц, при этом не на одной из этих частот кузов вагона не колебался как балка на двух опорах. Следует отметить, что в отличии от других режимов испытаний возмущающая сила в данном случае имела также два экстремума на частотах 10,2 и 17,3 Гц. АЧХ, построенные с учетом этой немонотонности, имели единственный экстремум на частоте 13,1 Гц. При испытаниях загруженной (равномерно распределенным по полу мерным грузом общей массой 20 т) металлоконструкции кузова, с установленной в тамбуре вибромашиной (см. рисунок 3), АЧХ перемещений средней части кузова имели два минимально выраженных экстремума на частотах 10,8 и 13–16 Гц. Проведенная работа позволила сделать следующие основные выводы.

1 Результаты испытаний, полученные при установке вибромашины в тамбуре кузова, наиболее просты в обработке и идентификации экстремумов. Значение искомой частоты подтверждается испытаниями импульсным методом возбуждения колебаний кузова вагона и составляет 13,9 Гц.

2 Установка вибромашины в середине кузова позволяет определить частоту первого тона колебаний, но присутствие значительной нелинейности силовой характеристики взаимодействия кузова и вибромашины должно быть учтено при построении АЧХ. Кроме того, расположение сосредоточенной массы вибратора вызывает занижение определяемой частоты.

3 Метод определения частоты первого тона колебаний оборудованного кузова вагона при догрузке металлоконструкции до массы тары распределенным мерным грузом (металлические отливки массой 25 кг) не позволяет определить ее значение по причине сильного снижения проявлений колебаний металлоконструкции как балки на двух опорах. Данное явление наблюдалось как при испытаниях с установкой вибромашины в средней части кузова, так и на консоли.

4 Наиболее простым и достоверным методом, рекомендованным для испытаний по определению частоты первого тона колебаний незагруженной металлоконструкции кузова пассажирского вагона как балки на двух опорах, следует признать комбинированный метод, включающий в себя испытания при возбуждении колебаний вибромашиной, установленной в любом из тамбуров, в совокупности с методом возбуждения затухающих колебаний сбросом груза. Основным критерием в идентификации получаемых экстремумов АЧХ должен являться анализ формы деформации кузова на рассматриваемой частоте.

УДК 539.3.629.4

МОДЕЛИРОВАНИЕ СОУДАРЕНИЙ БОЛЬШИХ СЦЕПОВ НА СОРТИРОВОЧНЫХ ГОРКАХ

А. А. ОЛЬШЕВСКИЙ, С. В. ИНШАКОВА

Брянский государственный технический университет, Российская Федерация

Соударения вагонов на сортировочных горках приводят к наибольшему количеству поврежденных вагонов и груза, поэтому моделирование маневровых соударений является одним из важней-

ших этапов оценки эффективности поглощающих аппаратов, прочности элементов кузова и крепления груза. При компьютерном моделировании традиционно рассматривают соударение одиночных вагонов или сцепов из двух-трех вагонов. Такой выбор обосновывается статистическим распределением числа вагонов в сцепах, полученным много лет назад. Однако в настоящее время ситуация на сортировочных горках существенно изменилась. По данным станции Гомель (распределение приведено на рисунок 1) в 10 составах было 599 вагонов, которые при роспуске были разделены на 185 сцепов. 86 сцепов были из одного вагона, однако почти половина вагонов (294 из 599) оказались в сцепах из 6 и более (до 24) вагонов.

На горках России процент одиночных вагонов существенно ниже, состав зачастую содержит 3–5 отцепов длиной до 20 вагонов. Такая ситуация требует оценки сил соударения, ускорения и пр. при соударении больших сцепов, чему ранее не уделялось внимания.

Моделирование соударений выполнялось в программном комплексе DSMFem. При моделировании соударений нами использовалась динамическая расчетная модель сцепа (рисунок 2, а), которая включает конечноэлементные модели вагонов (4), степень детализации которых позволяет провести достаточно точную оценку НДС, две автосцепки (1), как сосредоточенную массу, массы и пружины тележек (2, 3), подвеску автосцепки (5). При больших сцепах (рисунок 2, б) количество вагонов возрастает, часть их в начальный момент неподвижна, другая часть движется с заданной начальной скоростью (рисунок 2, в). Самых поглощающих аппаратов в модели нет, они заменяются математической моделью, которая при интегрировании уравнений движения вычисляет значение силы на аппарате по значениям его хода, скорости и истории нагружения.

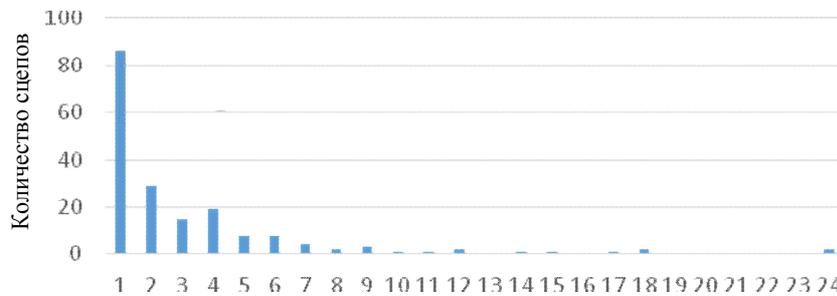


Рисунок 1 – Распределение количества вагонов в сцепах на горке станции Гомель

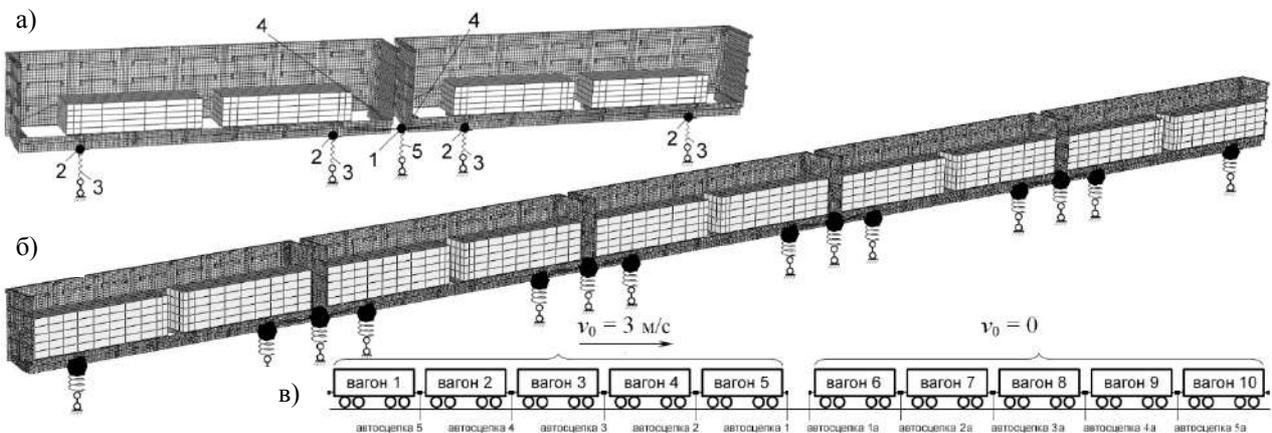


Рисунок 2 – Динамическая модель соударения сцепов

Были рассмотрены случаи удара одиночного вагона в одиночный вагон и сцепы, состоящие, соответственно, из двух, трех и более вагонов. Кроме того, моделировались соударения одинаковых сцепов, каждый из которых состоял из двух, трех и более (до 10) вагонов. Оценивались максимальные силы соударений на всех автосцепках, ускорения вагонов, распределения напряжений и пр. Для всех расчетов приняты следующие параметры соударения: начальная скорость движущихся вагонов $v_0 = 3$ м/с, состав сжат (зазоры в системе отсутствуют), используется метод Ньютона или Парка, шаг интегрирования – 0,0001 с.

Из полученных результатов расчетов можно сделать ряд выводов. На рисунке 3 приведена зависимость силы на автосцепке от времени при ударе одиночного вагона в сцеп. Максимальное значе-

ние силы не очень существенно отличается от силы при соударении одиночных вагонов (при заданных условиях она достигает 2,4 МН), однако время удара существенно больше и есть повторное нагружение с довольно высоким уровнем силы.

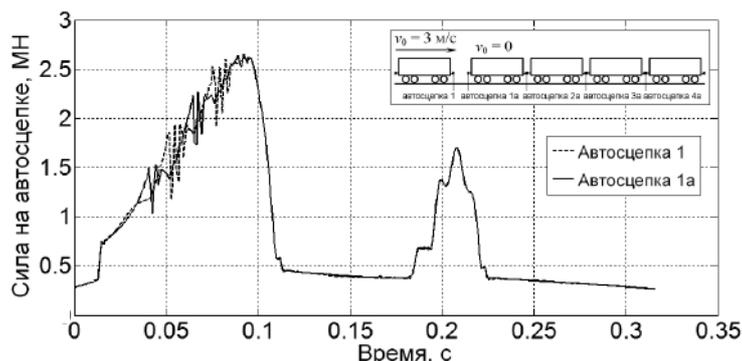


Рисунок 3 – Зависимость силы на автосцепке при ударе одиночного вагона в сцеп

При соударении сцепов максимальные силы на центральной автосцепке (той, на которую приходится удар при формировании состава) возрастают до 15 % от значения максимальной силы при соударении одиночных вагонов (таблица 1), однако количество повторных ударов существенно растет.

Таблица 1 – Максимальные значений силы на автосцепках за время удара

В килоньютонах

Случай соударения	Номер автосцепки (см. рис. 2с)										
	1, 1а	2	2а	3	3а	4	4а	5	5а	6	6а
3-в-3	2935	1873	1810	1121	1096	–	–	–	–	–	–
4-в-4	2894	2109	2114	1641	1559	928	920	–	–	–	–
5-в-5	2895	2411	2394	2111	2090	1576	1497	853	848	–	–
6-в-6	2967	2532	2527	2385	2377	1934	1897	1265	1131	824	818

Из таблицы видно, что на второй и последующих автосцепках за той, на которую приходится удар, максимальная сила заметно снижается, но при больших сцепках даже на третьей автосцепке уровень продольных сил превышает 2,3 МН.

Следует сказать, что все эти выводы справедливы лишь для однородных сжатых сцепов. Наличие зазоров в автосцепках и существенное различие в массах вагонов могут повлиять на распределение сил при ударе, и это требует дополнительных исследований.

УДК 656.225.073.437

НАГРУЖЕННОСТЬ ТОРЦЕВЫХ СТЕН ВАГОНОВ ДЛЯ ПЕРЕВОЗКИ СЫПУЧИХ ГРУЗОВ ПРИ УДАРНЫХ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯХ

А. В. ПИГУНОВ, П. М. БУЙЛЕНКОВ, П. М. АФАНАСЬКОВ
Белорусский государственный университет транспорта, г. Гомель

До недавнего времени несущая способность конструкций вагонов оценивалась в соответствии с требованиями «Норм ...» [1] в редакции 1996 года. С 1 июля 2017 года в силу вступил ГОСТ 33211–2014 «Вагоны грузовые. Требования к прочности и динамическим качествам» [2]. Одним из наиболее неблагоприятных режимов нагруженности кузовов вагонов является удар. При этом инерционная нагрузка, действующая на торцевые стены вагонов для перевозки сыпучих грузов, в обоих документах определяется по формуле

$$N_{\text{и.сып}} = 0,35N \frac{m}{m_{\text{ваг}}}, \quad (1)$$

где N – продольная сила приложенная к вагону, Н; m – грузоподъемность вагона, кг; $m_{\text{ваг}}$ – максимальная расчетная масса вагона, кг.