



НАУЧНАЯ СТАТЬЯ

УДК 629.4.015

DOI: <https://doi.org/10.30932/1992-3252-2022-20-1-6>

Оценка опасности выжимания порожних вагонов при маневровых соударениях и переходных режимах движения в тяжеловесных поездах



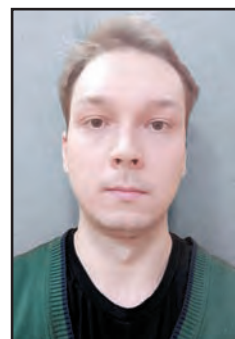
Геннадий ПЕТРОВ



Виктор ФИЛИППОВ



Надежда КУРЗИНА



Иван СЕРГЕЕВ

Геннадий Иванович Петров¹, Виктор Николаевич Филиппов², Надежда Михайловна Курзина³, Иван Константинович Сергеев⁴

^{1, 2, 3, 4} Российский университет транспорта, Москва, Россия.

✉ ³ kurzina.nadia@gmail.com.

АННОТАЦИЯ

Повышение пропускной и провозной способности грузонапряжённых участков и направлений железных дорог достигают путём введения в обращение грузовых поездов повышенного веса и длины, что в свою очередь приводит к изменению продольной динамики движения и возникновению дополнительных нагрузок на подвижной состав и железнодорожный путь.

В этой связи применительно к российским условиям для обеспечения перевозок в необходимом объёме с заданным уровнем безопасности необходимо пересмотреть действующие нормативы, рассчитанные на максимальные продольные усилия сжатия 50 тс, которые в настоящее время в тяжеловесных поездах превышены более чем в два раза.

На основе анализа существующих нормативных документов, отечественного и зарубежного опыта обоснована необходимость и предложены способы улучшения продольной динамики поездов. Проведено моделирование накатывания платформы с типовыми поглощающими аппаратами типа Ш-1-ТМ на сцеп полувагонов, также оснащённых типовыми поглощающими аппаратами типа Ш-1-ТМ, с определением аварийных режимов. Обоснована целесообразность повышения энергоёмкости поглощающих аппаратов за счёт новых конструктивных решений, а также снижения продольных усилий за счёт внедрения плавающих хребтовых балок.

Ключевые слова: железнодорожный грузовой транспорт, продольная динамика поезда, расчёт параметров маневровых соударений и переходных режимов, поглощающий аппарат, плавающая хребтовая балка.

Для цитирования: Петров Г. И., Филиппов В. Н., Курзина Н. М., Сергеев И. К. Оценка опасности выжимания порожних вагонов при маневровых соударениях и переходных режимах движения в тяжеловесных поездах // Мир транспорта. 2022. Т. 20. № 1 (98). С. 50–58. DOI: <https://doi.org/10.30932/1992-3252-2022-20-1-6>.

Полный текст статьи на английском языке публикуется во второй части данного выпуска.
The full text of the article in English is published in the second part of the issue.

ВВЕДЕНИЕ

Повышение пропускной и провозной способности грузонапряжённых участков и направлений российских и некоторых зарубежных железных дорог в настоящее время достигают путём введения в обращение грузовых поездов повышенного веса и длины, что в свою очередь приводит к изменению продольной динамики движения и возникновению дополнительных нагрузок на подвижной состав и железнодорожный путь.

Первыми директивными документами, принятыми на российских железных дорогах в отношении грузовых поездов повышенного веса и длины, они определялись, как поезда весом более 6000 т, длиной более 284 осей, с одним или несколькими действующими локомотивами, находящимися в голове состава, в голове и хвосте, в голове и последней трети состава. На 1 января 2015 г. в соответствии с классификацией и специализацией железнодорожных линий, разработанной АО «Институт экономики и развития транспорта», железнодорожная линия с тяжеловесным грузовым движением определялась как линия, по которой осуществляется движение грузовых поездов массой 6300 т и более, включающих вагоны с нагрузкой на ось до 25 тс [1]. В настоящее время при описании грузонапряжённого движения все активнее оперируют массой грузовых поездов от 7000 т и выше [2]. Следовательно, масса тяжеловесов выросла как минимум на 17 %.

Стоит заметить, что в соответствии с классификацией Международной ассоциации по тяжеловесному движению (International Heavy Haul Association (ИННА)) железная дорога для таких перевозок должна соответствовать как минимум двум из следующих трёх критериев [3]:

- Регулярная эксплуатация поездов массой не менее 5000 тонн.
- Перевозка не менее 20 миллионов тонн в год в сегменте линейных перевозок длиной не менее 150 км.
- Эксплуатация подвижного состава с нагрузкой на ось 25 тонн и более [3].

Следовательно, зарубежные коллеги оперируют со значительно меньшими массами поездов, что повышает уровень безопасности перевозочного процесса.

Если протяжённость полигона обращения грузовых тяжеловесных поездов в РФ на 1 января 2015 г. составляла 9,76 % от эксплу-

тационной протяжённости сети дорог, то планируемая длина к 2025 г. должна достигнуть 33,6 %. Причём обращение поездов массой 7100 т, осевой нагрузкой 25 тс происходит в основном на Восточном полигоне для обеспечения перевозки массовых экспортных грузов в порты Дальнего Востока, Китая, а также от угольных шахт Кузбасса, для него характерен сложный рельеф с множеством горно-перевальных участков, кривых малого радиуса и суровым климатом.

В результате экспериментальных исследований установлено, что вертикальные силы, действующие от колеса на рельс, в тяжеловесном поезде возрастают пропорционально осевой нагрузке, а продольные силы могут быть в 2,0–2,5 раза больше максимальной силы тяги локомотива по сцеплению [4]. По данным ОАО «ВНИКТИ», максимальные продольные усилия сжатия в грузовых составах превысили норматив 50 тс и достигли 120 тс в поезде массой 12600 т и 140 тс в поезде массой 14200 т [5]. Следовательно, в настоящее время для обеспечения перевозок в необходимом объёме с заданным уровнем безопасности необходимо пересмотреть действующие нормативы и предложить варианты снижения негативного влияния на подвижной состав и железнодорожный путь действующих сверхнормативных нагрузок. Если усилению земляного полотна, верхнего строения железнодорожного пути, мостовых конструкций на линиях с тяжеловесным движением в последние годы посвящено большое количество работ отечественных исследователей, то вопросам совершенствования продольной динамики подвижного состава внимание уделялось недостаточно, поэтому данная проблематика является актуальной.

Мировые особенности организации тяжеловесного движения [6] также свидетельствуют о целесообразности специализации участка железной дороги, на котором будут курсировать с определённой скоростью поезда оптимальной длины и веса [7], состоящие из наиболее удобного, однотипного подвижного состава, пригодного для быстрой погрузки и выгрузки вагонов. С этой целью проводят исследования условий взаимодействия экипажа и пути, колеса и рельса, продольной динамики поезда, скоростных режимов, профиля и плана пути конкретного участка.

В процессе эксплуатации, особенно при неправильных действиях персонала, может



Величины продольных расчётных режимных нагрузок при оценке на прочность разных типов вагонов [8]

Наименование вагонов	Величина продольной нагрузки, МН			
	Расчётные режимы			
	I		III	
	Квазистатическая сила	Удар, рывок	Квазистатическая сила	Удар, рывок
Грузовые вагоны основных типов	-3,0 +2,5	-3,0 +2,5	-1,0 +1,0	-1,0 +1,0
Изотермические вагоны, хоппер-дозаторы, вагоны-самосвалы	-2,5 +2,5	-3,0 +2,5	-1,0 +1,0	-1,0 +1,0
Пассажирские вагоны всех типов, включая почтовые, багажные и почтово-багажные	-2,5 +1,5	-2,5 +2,0	-1,0 +1,0	-1,0 +1,0

происходить появление сверхнормативных динамических режимов, что несёт в себе особую опасность при производстве маневровых операций и ведении тяжеловесных поездов большой длины на участках пути переломного профиля. Действующими в настоящее время нормами [8] установлены следующие основные нормируемые расчётные режимы нагружения разного типа подвижного состава (табл. 1).

Однако, существующие нормы не устанавливают предельные значения продольных усилий при вождении поездов по переломным профилям с учётом режимов рекуперации, а также в них отсутствуют предельные значения величин продольных сил, при достижении которых порожние вагоны могут быть выжаты из колеи.

Впервые проблемы выжимания порожних вагонов на железных дорогах возникли, когда грузовой парк начали экипировать вагонами с разным числом осей (от двух и более). Причём двухосные вагоны обладали короткой базой и малой массой тары. При появлении мощных локомотивов участилось выжимание вагонов из колеи, что приводило к аварийным последствиям. Для устранения этой проблемы понадобилось тщательное слежение за формированием поезда путём установки порожних вагонов в конец состава, что создавало определённые трудности при выполнении маневровых операций. Однако в последующем двухосные вагоны были изъяты из эксплуатации, и проблема выжимания утратила свою актуальность.

С появлением специализированных вагонов, которые перевозили опасные грузы, вопросы продольной динамики поезда, прочности, устойчивости вагонов, нагруженности их элементов при маневровых соударениях и

различных аварийных ситуациях снова вышли на первый план [9; 10]. Для исследования нагруженности цистерн при аварийных режимах соударений использовали различные расчётные имитационные модели, анализировали перемещения, скорости и ускорения узлов, а также усилия в отдельных элементах.

В начале 2000-х годов были разработаны методы расчёта продольных динамических сил в автосцепках грузовых вагонов длинно-составных и тяжеловесных поездов [11], учитывающие особенности характеристик, массово применяемых в то время тормозных приборов и поглощающих аппаратов, а также проведено моделирование движения длинных тяжеловесных составов по кривой под уклон в режиме торможения для выявления области возможного выброса вагона из колеи [12].

Целью проведённого исследования были обоснование необходимости и общая оценка возможных способов улучшения продольной динамики поездов. В качестве основных методов были использованы контент-анализ научных публикаций, физико-математические расчёты и моделирование.

РЕЗУЛЬТАТЫ

Современные подходы к анализу динамики тяжеловесных и длинных поездов

В настоящее время проблема вновь стала актуальной в связи со следующим этапом значительного увеличения длины и веса поездов. В ряде работ зарубежных авторов рассмотрены математические модели межвагонных соединений, используемых в длинном и тяжёлом поезде, учитывающие упруго-фрикционные свойства поглощающих устройств и зазоры в автосцепных устройствах, соединяющих вагоны поезда.

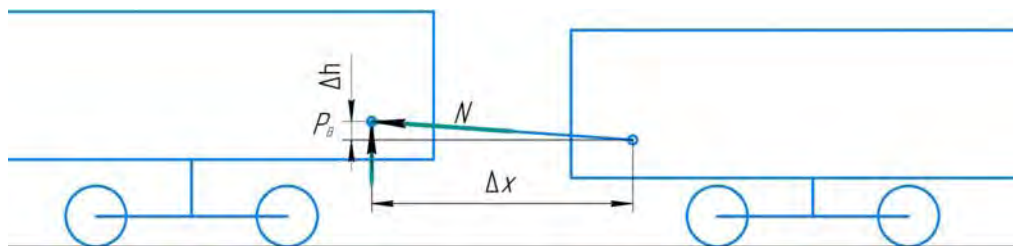


Рис. 1. Схема действия сил в узле автосцепки [выполнено авторами].

Современные вычислительные методы позволяют моделировать каждый вагон как отдельную массу, соединять их в состав посредством не только упругих, но и вязкоупругих связей в соответствии с типом поглощающего аппарата. В работе [13] с помощью математической модели длинного поезда, состоящего из 107 вагонов с распределённой нагрузкой, сравнивали различные варианты сцепления системы. Было показано, что уменьшение провисания автосцепки способствует снижению внутреннего усилия и усталостных повреждений. Характер трения в поглощающем аппарате оказался важным фактором в контроле внутривоздушных сил и минимизации усталостных повреждений. Показано, что больше всего усталостных повреждений происходит в середине поезда, в головной части их количество минимально из-за более мягкой динамики, а в хвосте поезда – вследствие действия устойчивых сил с редкими сильными всплесками.

В работе [14] на основе имитационной модели исследовано влияние экстренного торможения тяжеловесных поездов в кривых разного радиуса на безопасность и плавность хода. Уменьшение радиуса кривой до 500 м, а также её длины увеличивает коэффициент схода колеса с внешнего рельса при условии торможения, значительно снижает уровень безопасности и может привести к аварийной ситуации. Поэтому необходим выбор оптимального маршрута движения поездов. Важнейшим фактором, влияющим на эффективность управления тяжеловесными поездами, является увеличение количества вагонов, а, следовательно, веса, длины и нагрузки на ось, что значительно увеличивает тормозную волну в процессе движения тяжеловесного поезда и изменяет его динамические характеристики.

Однако, следует отметить, что условия эксплуатации отечественных тяжеловесных

составов значительно жёстче зарубежных и связаны с большей массой вагонов, протяжённостью маршрутов, сложным планом и профилем пути, а также состоянием железнодорожного полотна.

Моделирование ситуаций

Рассмотрим факторы, влияющие на распределение сил в узле автосцепки (рис. 1).

Как видно из указанной схемы, вертикальная сила, поднимающая вагон, может быть найдена по формуле:

$$P_B = N \cdot \frac{\Delta h}{\sqrt{\Delta h^2 + \Delta x^2}}. \quad (1)$$

Согласно значениям, представленным в табл. 1, продольная сила при ведении состава может достигать 3 МН (300 тс). Нетрудно оценить величину вертикальной составляющей межвагонной реакции, зная необходимые геометрические размеры. Предельно допустимая разница высот автосцепок при формировании поезда составляет $\Delta h = 100$ мм, а расстояние между торцами автосцепок смежных вагонов не превышает $\Delta x = 2000$ мм.

В этом случае вертикальную составляющую P_B определим, используя выражение (1):

$$P_B = 300 \cdot \frac{100}{\sqrt{100^2 + 2000^2}} \cong 15 \text{ тс}.$$

Поскольку на сети железных дорог наиболее распространены четырёхосные вагоны с массой тары не более 25 т, то сила, прижимающая кузов к одной тележке в зоне пятника, не превысит 12,5 тс, что меньше рассчитанного значения вертикальной составляющей P_B . Следовательно, порожний вагон, не оборудованный специальными пятниковыми фиксаторами, в заданных условиях будет выжат из колеи.

Расчёты показали, что при накатывании порожней платформы с поглощающими аппаратами Ш-1-ТМ с горки на сцеп из пяти полувагонов с теми же поглощающими аппаратами



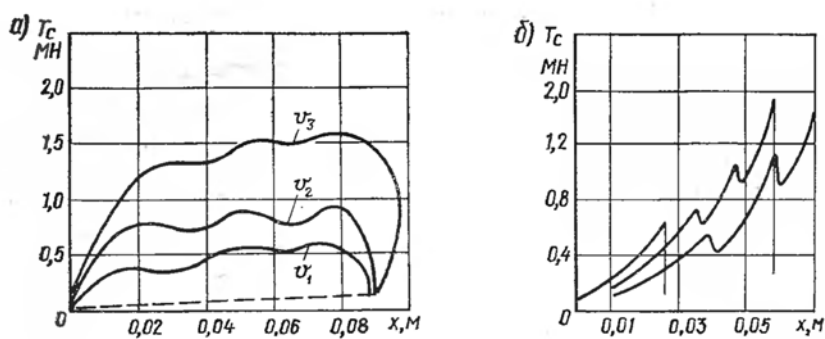


Рис. 2. Типы силовых характеристик поглощающих аппаратов [15]: а – мягкая характеристика, б – жёсткая характеристика.

Ш-1-ТМ со скоростью 3,6 м/с продольные силы при столкновении увеличиваются в 2,5 раза, а ускорения – в 2,7 раз по сравнению со штатным режимом, что приведёт к повреждению автосцепки хвостового вагона. А в случае накатывания полузагруженной цистерны произойдёт выкатка тележки головного вагона.

Варианты решения проблемы

Возможны несколько вариантов решения этой проблемы:

1. Изменение характеристик поглощающих аппаратов с целью уменьшения значения продольных сил.

2. Увеличение расстояния между торцами хвостовиков автосцепок вагонов путём некоторых новых конструктивных решений.

3. Создание жёсткой связи тележки и кузова в зоне пятника путём применения замковых шкворней. Такое решение реализовано в настоящее время в конструкции кузовов пассажирских вагонов.

Следует отметить, что на величину межвагонной реакции в значительной мере влияет величина хода поглощающего аппарата. В связи с тем, что конструкция автосцепного устройства разрабатывалась в 1930-х годах, габаритные размеры внутренней части были выбраны таким образом, чтобы обеспечивать эффективную работу существующих в этот период конструкций поглощающих аппаратов. Однако данная конструкция, обеспечивающая максимальный ход величиной в 120 мм, с тех времён не совершенствовалась, что накладывает значительные геометрические ограничения на разрабатываемые модели современных поглощающих аппаратов.

Величина необратимо поглощённой энергии в аппарате зависит от площади силовой

характеристики, наиболее распространённые варианты которых приведены на рис. 2 [15].

Одним из вариантов решения задачи уменьшения продольной силы в составе является применение аппаратов с мягкой характеристикой взамен тех, которые обладают жёсткой силовой характеристикой. К первым в основном относятся эластомерные и гидравлические поглощающие аппараты, а также другие разрабатываемые перспективные конструкции (например, гидрогазовые аппараты, где в качестве рабочего органа применены жидкость и газ под давлением).

Зарубежный опыт прошлых лет [16] также показал целесообразность применения поглощающих аппаратов с мягкой силовой характеристикой, которая достигается не только выбором типа рабочего тела (фрикционный, эластомерный, гидравлический или их комбинации), но и увеличением максимального рабочего хода за счёт изменения габаритов поглощающего аппарата. Конструктивные решения различных американских поглощающих аппаратов длиной от 18 до 43 дюймов представлены на рис. 3.

Современными зарубежными исследователями проведена сравнительная оценка влияния вида силовой характеристики поглощающих устройств на максимальные продольные силы, возникающие в межвагонных соединениях поездов [17]. На основании полученных результатов определены основные положительные и отрицательные свойства жёстких, линейных и мягких силовых характеристик поглощающих аппаратов автосцепок.

Для расчёта различных ситуаций маневрового соударения и переходных режимов движения поезда отечественными специалистами

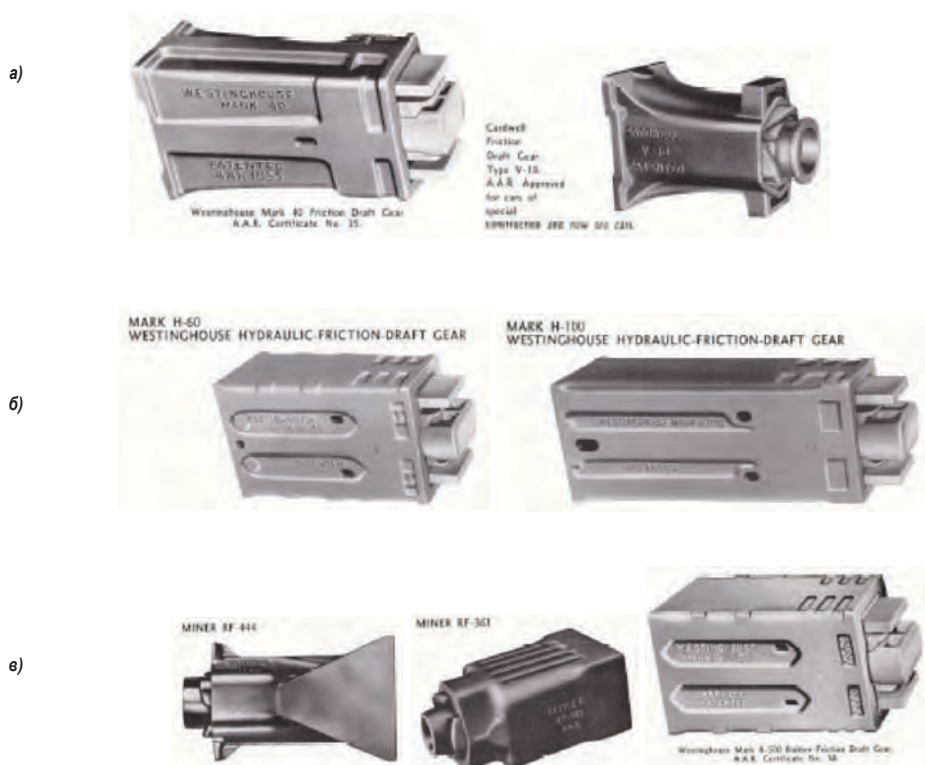


Рис. 3. Типы поглощающих аппаратов, применяемых на американских железных дорогах: а) фрикционные; б) фрикционно-гидравлические; в) резино-фрикционные [16].

разработана общая математическая модель, описывающая работу эластомерного поглощающего аппарата, которая представляет собой зависимость реакции аппарата от его деформации и скорости такой деформации, с учётом начальной затяжки аппарата и свойств рабочих тел [18].

В качестве параметра, характеризующего эффективность поглощающих аппаратов различных типов, предложено использовать критерий потребляемой мощности [19].

Таким образом, повсеместное применение эластомерных поглощающих аппаратов (или иных с мягкой характеристикой), а также увеличение их максимального рабочего хода, позволит снизить значение межвагонных динамических сил и решить проблему выжимания порожних вагонов в составе поезда.

Кроме того, поскольку вертикальная составляющая межвагонной реакции зависит от расположения торцов автосцепок, то конструктивное исполнение упряжи, при котором параметр Δx будет больше по сравнению с традиционным вариантом реализации, позволит снизить значение подъёмной силы. До-

стичь такого эффекта можно благодаря применению автосцепок увеличенной длины в конструкции упряжи. Такие варианты были реализованы на железных дорогах США ещё во второй половине XX века. Некоторые конструкции таких автосцепок представлены на рис. 4–6.

Однако применение автосцепок увеличенной длины влечёт за собой проблемы сцепляемости в кривых и требует применения аппаратов с большим упругим ходом. Кроме того, учитывая последние тенденции роста осевых нагрузок подвижного состава, величины продольных уско-

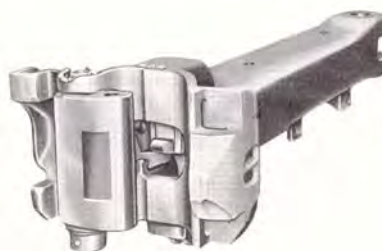


Рис. 4. Автосцепка AAR Standard H [16].





Catalog No. C-H80-HT

Рис. 5. Автосцепка AAR Standart H в комплектации с тяговым хомутом [16].



Рис. 6. Автосцепка National E-F с поворотным хвостовиком [16].

рений в поездах могут достигать 12g. Для решения данной проблемы на американских железных дорогах применялись специальные торцевые упоры (рис. 7). Такое конструктивное исполнение позволяет не допустить выхода груза за пределы кузова подвижного состава при высоком уровне продольных ускорений.

Следует отметить, что актуальным является также применение конструкций, позволяющих не только предотвратить выкатывание груза, но и снизить уровень продольных ускорений. К таким решениям относится применение плавающих хребтовых балок,

которые впервые были внедрены на железных дорогах США во второй половине XX века. Первый опыт предполагал процедуру внедрения гидравлического демпфера в центральную часть хребтовой балки (рис. 8). В результате проведённых экспериментальных исследований были получены данные, подтверждающие снижение величины горизонтальной составляющей тяговой силы в узле автосцепки (рис. 9).

В таблице рис. 9 указаны различные значения скоростей соударения и соответствующие им силы в автосцепке. Во время теста номер 3 (третья строка) максимальная сила

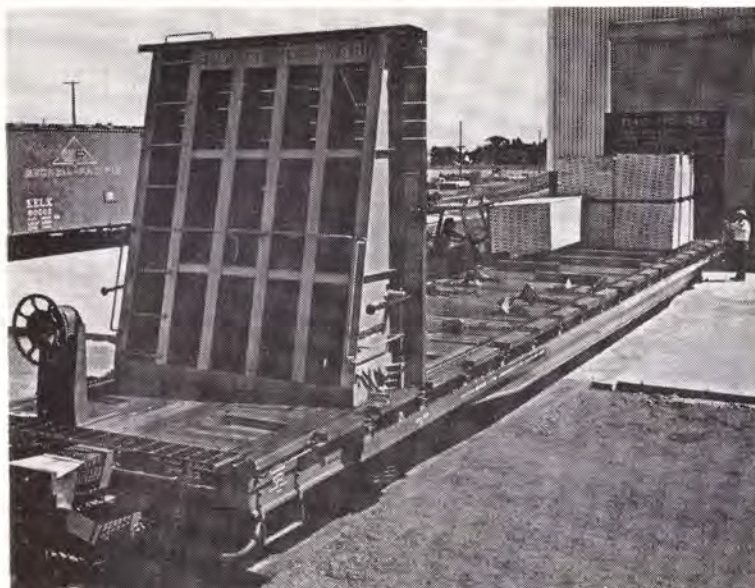


Рис. 7. Платформа компании Evans Products с торцевыми ограничителями [16].

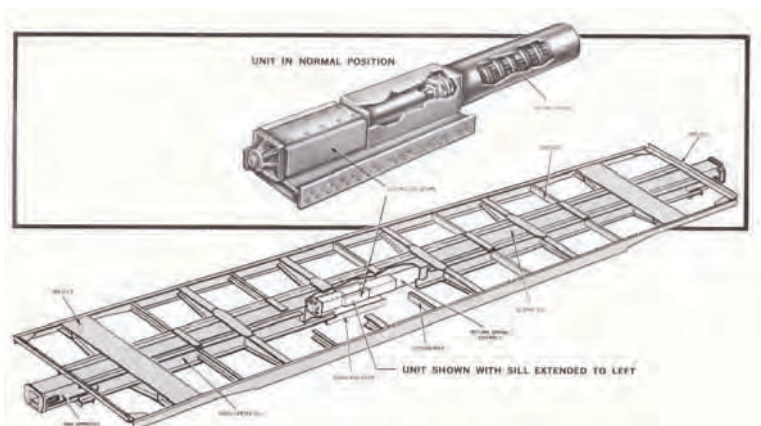
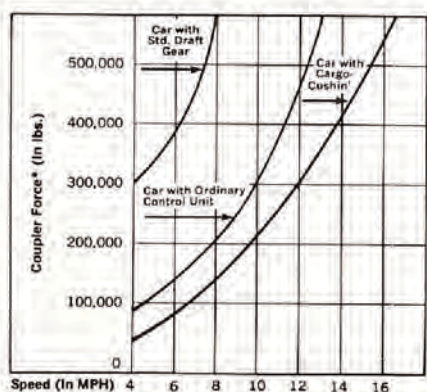


Рис. 8. Хребтовая балка с гидравлическим демпфером в центральной части [16].



**Dynacoupler Force
(Maximum Peak in Lbs.)**

Run No.	With Cargo Cushion*		With Ordinary Control Unit		Car with Standard Draft Gear	
	Impact Speed (MPH)	Max. Force at Impact (Lbs.)	Impact Speed (MPH)	Max. Force at Impact (Lbs.)	Impact Speed (MPH)	Max. Force at Impact (Lbs.)
1	4.25	40,000	4.1	96,000	4.2	310,000
2	6.20	84,000	6.4	180,000	6.5	430,000
3	8.10	144,000	8.5	195,000	8.0	600,000
4	9.90	210,000	10.3	322,000	9.2	980,000
5	11.75	295,000	11.7	480,000	—	—
6	13.20	350,000	12.2	496,000	—	—
7	14.20	425,000	13.0	575,000	—	—

Рис. 9. Результаты испытаний теста нагруженности вагона с плавающей хребтовой балкой и без неё [16].

в автосцепке вагона со стандартной хребтовой балкой составила 600000 фунтов силы, а при испытании вагона с плавающей хребтовой балкой значение силы снизилось более чем в четыре раза и составило 144000 фунтов силы.

На отечественных железных дорогах попытки применения конструкций вагонов с плавающими хребтовыми балками [20] были реализованы только в рамках испытаний вагонов специального назначения, например, вагоны модели 11-9960 ОАО «ТВЗ».

Выводы

Таким образом, решение вопросов, связанных с изучением продольной динамики поездов в современных условиях их эксплуатации (значительным увеличением доли длинно-составных и тяжеловесных поездов, курсирующих по криволинейным и горно-перевальным участкам), корректировкой соответствующих нормативных

документов, является весьма актуальной задачей.

Предварительные расчёты показали, что повышение скорости накатывания порожней платформы с аппаратами типа Ш-1-ТМ с горки на сцеп из пяти полувагонов с теми же аппаратами на более 3 м/с значительно увеличивает продольные силы при столкновении и ускорении, что может привести к повреждению автосцепки хвостового вагона, а в случае накатывания полузагруженной цистерны – к выкатке тележки головного вагона. Для более точной оценки аварийных ситуаций необходимо провести моделирование большого количества вариантов на различных типах и моделях вагонов.

На основе изученного отечественного и зарубежного опыта улучшения продольной динамики поездов целесообразно повысить энергоёмкость поглощающих аппаратов автосцепки не только путём совершенствования рабочего тела, но и увеличения максимального рабочего хода



за счёт изменения расстояния между торцами хвостовиков автосцепок, а также разработать конструкции серийных вагонов различных типов с плавающими хребтовыми балками.

Разработка конкретных рекомендаций может быть осуществлена в ходе дальнейших углублённых исследований данного вопроса.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Шарапов С. Н., Исаенко Э. П. Рекомендации по усилению пути на линиях с тяжеловесным движением // Путь и путевое хозяйство. – 2016. – № 7. – С. 2–7. [Электронный ресурс]: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=26463710>. Доступ 11.01.2022.

2. Пехтерев Ф. С. О перспективных полигонах обращения составов поездов из вагонов с повышенной осевой нагрузкой // Железнодорожный транспорт. – 2016. – № 10. – С. 31–33. [Электронный ресурс]: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=27170504>. Доступ 11.01.2022.

3. Heavy Haul Rail Capacity Development in India (NHRCDI). Terms of Reference. 7 July 2014, 5 p. [Электронный ресурс]: http://dfccil.com/upload/7th_July.2014_TOR_NHRCDI_final__1_08072014.pdf. Доступ 11.01.2022.

4. Исследования по динамике рельсовых экипажей / Под общ. ред. проф. В. А. Лазаряна. – Днепропетровск, 1974. – 170 с.

5. Коссов В. С., Лунин А. А., Панин Ю. А., Трифонов А. В., Ильин И. Е. Воздействие длиннооставных поездов на путь // Вестник ВНИИЖТ. – 2016. – Т. 75. – № 4. – С. 224–232. [Электронный ресурс]: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=26452928>. Доступ 12.01.2022.

6. Genin, I., Ginsberg, I., Ting, E. Longitudinal track-train dynamics: a new approach. Transactions of the American Society of Mechanical Engineers, 1974, No. 4, pp. 466–469. DOI: 10.1115/1.3426847.

7. Martin, I. C. Study optimum length, speed and weight of freight trains under varying traffic and competitive and operating conditions. Bulletin of American Railway Engineering Association, 1972, Vol. 74, No. 639, pp. 11–23.

8. Нормы для расчёта и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). – М.: ГосНИИВ-ВНИИЖТ, 1996. – 317 с. [Электронный ресурс]: <https://dwg.ru/dnl/2822>. Доступ 12.01.2022.

9. Филиппов В. Н., Радиковский Е. А. Исследование поведения вагонов при аварийном соударении (Анализ аварийных ситуаций с цистернами) // Вестник ВНИИЖТ. – 1994. – № 3. – С. 9–12. [Электронный ресурс]: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=28874890>. Доступ 12.01.2022.

10. Болдырев А. П., Гапчин Р. Б. Совершенствование математических моделей эластомерных поглощающих аппаратов для вагонов-цистерн // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2012. – № 3 (35). – С. 57–63. [Электронный ресурс]: <https://elibrary.ru/item.asp?id=23741702>. Доступ 12.01.2022.

11. Бубнов В. Ю. Уменьшение продольных усилий в автосцепках вагонов при движении тяжеловесных и

длиннооставных грузовых поездов / Автореф. дис. канд. техн. наук. – СПб.: ПГУПС, 2006. – 24 с. [Электронный ресурс]: https://rusneb.ru/catalog/000199_000009_003258253/. Доступ 12.01.2022.

12. Квасников Б. Н. Исследование возможности выброса вагона при движении длинного тяжеловесного поезда по кривой под уклон в режиме торможения // Известия Петербургского государственного университета путей сообщения. – 2008. – № 3 (16). – С. 126–146. [Электронный ресурс]: <https://cyberleninka.ru/article/n/issledovanie-vozmozhnosti-vybrosa-vagona-pri-dvizhenii-dlennogo-tyazhelovesnogo-poezda-po-krivoy-pod-uklon-v-rezhime-tormozheniya>. Доступ 13.01.2022.

13. Cole, C., Sun, Y. Q. Simulated comparisons of wagon coupler systems in heavy haul trains. Centre for Railway Engineering, Central Queensland University, Australia. Proc. IMechE, 2006, Vol. 220, Part F, pp. 247–256. DOI: 10.1243/09544097JRR35.

14. Wang, Yuqi; Zheng, Shouwei. Simulation analysis of dynamic control performance of heavy haul train under breaking. Academic journal of manufacturing engineering, 2020, Vol. 18, Iss. 3, pp. 193–200. [Электронный ресурс]: <https://docplayer.net/202780300-Simulation-analysis-of-dynamic-control-performance-of-heavy-haul-train-under-breaking.html>. Доступ 13.01.2022.

15. Шадур Л. А., Челноков И. И., Никольский Л. Н. и др. Вагоны: Конструкция, теория и расчёт / Под ред. Л. А. Шадура. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1980. – 440 с. [Электронный ресурс]: https://www.studmed.ru/shadur-lared-vagony-konstrukciya-teoriya-i-raschet_893a40e66cf.html. Доступ 13.01.2022.

16. Car and Locomotive Cyclopeda of American Practice. 2nd edition by C. L. Combes (Editor). New York, Simmons-Boardman Publication Corporation, 1970, 1074 p. ISBN-10 1122559348, ISBN-13 978-1122559348.

17. Shimanovsky, A. O., Sakharau, P. A., Kuzniatsova, M. G. Research of the modern absorbing apparatus power characteristics influence on the freight train inter-car forces. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2020, Vol. 985, pp. 012027. DOI: 10.1088/1757-899X/985/1/012027.

18. Андриянов С. С. Математическая модель эластомерного поглощающего аппарата // Мир транспорта. – 2015. – Т. 13. – № 2 (57) – С. 214–218. [Электронный ресурс]: <https://mirtr.elpub.ru/jour/article/view/286>. Доступ 12.01.2022.

19. Котуранов В. Н., Беспалько С. В., Корниенко Н. А., Козлов М. П. Потребляемая мощность как энергетический критерий оценки эффективности поглощающих аппаратов автосцепки // Наука и техника транспорта. – 2017. – № 3. – С. 18–22. [Электронный ресурс]: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=30607267>. Доступ 12.01.2022.

20. Асадулин Е. А., Пайзилдаев А. И., Мепаришвили Г. Р. Параметры плавающей хребтовой балки и актуальность её применения для грузового подвижного состава // Вестник науки. – 2020. – Т. 4. – № 6 (27). – С. 197–201. [Электронный ресурс]: <https://www.xn----8sbempclwd3bmt.xn--p1ai/article/3380>. Доступ 18.01.2022.

Информация об авторах:

Петров Геннадий Иванович – доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой вагонов и вагонного хозяйства Российского университета транспорта, Москва, Россия, petrovgi@gmail.com.

Филиппов Виктор Николаевич – доктор технических наук, профессор кафедры вагонов и вагонного хозяйства Российского университета транспорта, Москва, Россия, filipovvp@gmail.com.

Курзина Надежда Михайловна – аспирант кафедры вагонов и вагонного хозяйства Российского университета транспорта, Москва, Россия, kurzina.nadia@gmail.com.

Сергеев Иван Константинович – аспирант кафедры вагонов и вагонного хозяйства Российского университета транспорта, Москва, Россия, sergeev.workmail@yandex.ru.

Статья поступила в редакцию 19.01.2022, одобрена после рецензирования 17.02.2022, принята к публикации 22.02.2022.