

**ПОДВИЖНОЙ СОСТАВ**

УДК 629.4.015

*П. А. САХАРОВ, кандидат технических наук, Белорусский государственный университет транспорта, г. Гомель***ПРОДОЛЬНАЯ ДИНАМИКА ОДНОРОДНЫХ ПО МАССЕ ПОЕЗДОВ  
ПРИ ДВИЖЕНИИ ЧЕРЕЗ ПЕРЕЛОМЫ ПРОФИЛЯ ПУТИ В РЕЖИМЕ ХОЛОСТОГО ХОДА**

Исследованы продольные силы в межвагонных соединениях поезда, движущегося через переломы продольного профиля пути в режиме холостого хода. Оценено влияние разности уклонов смежных элементов профиля пути и кривизны их сопряжения на величину и распределение максимальных сил в автосцепках вагонов. Представлены зависимости максимальных сил в поезде от массы состава и величины перелома продольного профиля пути.

С увеличением массы и длины поездов, а также скорости их движения всё большую актуальность обретает вопрос оценки влияния переломов профиля пути, то есть разности уклонов смежных элементов, на продольно-динамические силы между вагонами и, как следствие, на безопасность движения. Согласно исследованиям [1] в поездах массой более 7000–8000 т сжимающие силы, возникающие на переломах профиля пути, могут превышать 250–300 кН. Они могут послужить причиной выжимания порожних четырехосных вагонов из рельсовой колеи, особенно в кривых участках, где допустимыми считаются силы до 300 кН [2, 3]. В случае движения через перелом профиля пути в режиме торможения наибольшие сжимающие силы могут превысить 500 кН. Действие таких сил небезопасно для порожних вагонов даже в прямых участках пути.

Согласно [4] максимальные продольные силы в поезде при экспертизах крушений и аварий обычно находились в пределах 200–400 кН, что меньше допускаемых значений. Авторами статьи [4] отмечается, что указанные допускаемые продольные силы являются предельными лишь по условиям выжимания вагонов в голове поезда при исправном подвижном составе и пути. При наличии неисправностей, в зависимости от их сочетания, сходы подвижного состава с рельсов происходят при значительно меньших значениях продольных сил.

Наименьшей устойчивостью от выжимания обладают вагоны с небольшими значениями массы тары, длин по осям сцепления автосцепок и колесной базы [5]. Исследования [6] показали, что на устойчивость движения порожних вагонов и устойчивость колеса против схода с рельсов в различной степени влияют такие отклонения от нормативного состояния экипажа, как перекося осей колесных пар, разность диаметров колес, завышение клиньев рессорного подвешивания, зазоры в скользунах, разности уровней осей автосцепок. К существенному снижению устойчивости приводит прокат на колесах. Так для вагонов на тележках модели 18–100 с появлением на колесах проката 2–3 мм повышается частота извилистого движения колесной пары, приближаясь к частоте боковой качки кузова. При скоростях движения более 60–70 км/ч интенсивные колебания виляния и боковой качки вагона приводят к обезгрузке пружин и колесных пар. В этом слу-

чае даже небольшие продольные силы, в том числе вызванные движением через перелом профиля пути, могут привести к сходу вагона с рельсов [6, 7].

Значения продольных сил в межвагонных соединениях поезда, движущегося через перелом профиля пути в режиме выбега, зависят от многих факторов, основными из которых являются параметры пути (значения уклонов и сопрягающих кривых), масса и схема формирования состава, начальное состояние автосцепных устройств (сжаты они или растянуты). В работе [8] рассмотрено влияние указанных факторов на продольную динамику поезда с помощью линейной и пространственного моделирования. Сделан вывод, что при учете пространственных колебаний расчетные значения сжимающих и растягивающих сил в межвагонных соединениях больше, чем при отсутствии такого учета, то есть полученных с помощью линейной модели.

Оценка продольных усилий в тяжеловесных и длинносоставных грузовых поездах выполнена в работах [9, 10, 11]. Теоретические и экспериментальные исследования показали, что неоднородность состава по типу вагонов приводит к росту продольных усилий на 20 %, а неоднородность их по загрузке – на 30–35 % [9]. При этом на результаты моделирования оказывают влияние не только характеристики поглощающих аппаратов, но и используемые алгоритмы их математического описания [10]. Отмечается, что наличие зазоров и увеличение их значений в автосцепках приводит к увеличению продольных сил и усталостных повреждений узлов [11].

Анализ случаев схода порожних вагонов в кривых участках пути [12] показал, что сход возможен как наружу, так и внутрь кривой. Основная часть сходов приходится на режимы выбега (58 %) и тяги (37 %). Установлено, что основной причиной схода внутрь кривой является одновременное сочетание разгрузки колеса первой по ходу движения колесной пары и увеличение бокового усилия, а схода наружу – выжимание вагонов и вкатывание колеса на головку рельса. Последние чаще всего происходят в средней части поезда на уклоне продольного профиля пути. При этом в подавляющем большинстве случаев сход происходит при отсутствии очевидных нарушений [12].

Таким образом, очевидна необходимость исследования влияния переломов продольного профиля пути

на величину и распределение сил в межвагонных соединениях поездов.

Для оценки продольной динамики поезда разработана компьютерная модель. Ее математическое описание, реализация в компьютерном комплексе MSC.Adams и результаты верификации представлены в работе [13]. С помощью указанной модели выполнена оценка силового взаимодействия вагонов в составе поезда, движущегося через переломы продольного профиля пути в режиме выбега. Согласно [13] значения продольных сил, возникающих в межвагонных соединениях в процессе движения через перелом профиля пути (с элемента крутизной  $i_1$ , на элемент крутизной  $i_2$ ), зависят от разности уклонов смежных элементов

$$\Delta i = i_2 - i_1. \quad (1)$$

При движении поезда с площадки на спуск, со спуска меньшей крутизны на спуск большей крутизны, с подъема на площадку имеем отрицательный перелом профиля. В этом случае в поезде возникают растягивающие силы. При положительном переломе профиля (движение с площадки на подъем, с подъема меньшей крутизны на подъем большей крутизны, со спуска на площадку) в межвагонных соединениях возникают сжимающие силы.

Поскольку значения продольных сил определяются величиной перелома профиля и не зависят от уклона элемента  $i_1$ , с которого поезд начинает движение, в расчетах рассмотрены два варианта профиля пути: схема 1 – при движении поезда с площадки ( $i_1 = 0$ ) на спуск крутизной  $i_2$  с радиусом сопрягающей кривой  $R$ ; схема 2 – при движении поезда с площадки ( $i_1 = 0$ ) на подъем крутизной  $i_2$  с радиусом сопрягающей кривой  $R$ .

При неустановившихся режимах движения, характеризующихся быстрым изменением энергетического состояния поезда вследствие соответствующего изменения силы тяги или торможения, существенное влияние на продольно-динамические силы оказывают характеристики поглощающих аппаратов вагонов. Увеличение демфирующих свойств последних способствует снижению сил в межвагонных соединениях при переходных процессах. Однако при движении через перелом профиля пути внутренние силы в поезде изменяются достаточно медленно и влияние характеристик поглощающих аппаратов на их значения не столь значительно. Для подтверждения данного утверждения выполнены расчеты.

Рассмотрено движение однородного по массе поезда через перелом профиля 5 ‰ (в соответствии со схемой 1 – с площадки на подъем  $i_2 = 5$  ‰ при радиусе сопрягающей кривой  $R = 10$  км). Поезд сформирован по схеме 1, представленной на рисунке 1 (обозначения на рисунке:  $q_n$  – масса локомотива;  $n$  – число вагонов в составе;  $q_i$  – масса  $i$ -го вагона). Здесь и далее в расчетах длина вагонов и двухсекционного локомотива по осям автосцепок составляет 13,92 и 38,15 м соответственно, а начальная скорость движения поезда 80 км/ч.

Рассмотрены случаи, при которых все вагоны оборудованы одним из трех типов поглощающих аппаратов, математическое описание силовых характеристик которых определяется расчетными выражениями:

– для аппаратов первого типа

$$T_1 = \begin{cases} 2 \cdot 10^7 h + 10^5 v, & hv \geq 0; \\ 2 \cdot 10^7 h + 10^4 v, & hv < 0, \end{cases} \quad (2)$$

где  $h$  – величина сжатия поглощающего аппарата, м;  $v$  – скорость сжатия поглощающего аппарата, м/с;

– для аппаратов второго типа

$$T_2 = \begin{cases} 2 \cdot 10^7 h + 10^5 v, & hv \geq 0; \\ 5 \cdot 10^6 h, & hv < 0; \end{cases} \quad (3)$$

– для аппаратов третьего типа

$$T_3 = \begin{cases} 2 \cdot 10^7 h + 10^5 v, & hv \geq 0; \\ 0, & hv < 0. \end{cases} \quad (4)$$

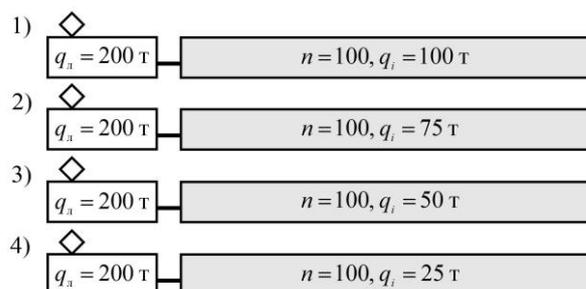


Рисунок 1 – Схемы формирования составов однородных по массе поездов

Динамические силовые характеристики указанных поглощающих аппаратов, полученные путем моделирования соударения двух вагонов массой 100 т при скорости набегающего вагона 11 км/ч, представлены на рисунке 2. Максимальная сила незначительно превышает значение 2 МН при энергоемкости около 110 кДж, что соответствует требованиям, предъявляемым к поглощающим аппаратам класса T2 [14].

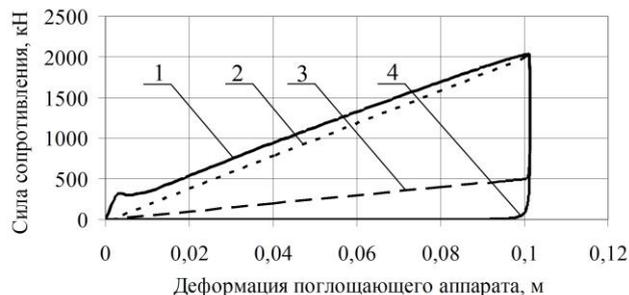


Рисунок 2 – Силовые характеристики поглощающих аппаратов:

1 – линия нагружения для всех аппаратов; 2 – линия разгрузки аппаратов первого типа; 3 – линия разгрузки аппаратов второго типа; 4 – линия разгрузки аппаратов третьего типа

Представленные силовые характеристики отличаются только линией разгрузки, а соответствующие им поглощающие аппараты – способностью преобразовывать воспринятую энергию в тепло. Коэффициент необратимого поглощения энергии аппаратов первого типа не превышает 10 %, для второго типа – составляет около 75 %, а для третьего – близок к 100 %.

С использованием указанных исходных данных выполнено моделирование описанного выше варианта движения поезда через перелом профиля пути в режиме холостого хода. Графики изменения максимальных

сжимающих сил, возникающих в процессе движения в межвагонных соединениях, представлены на рисунке 3. Поезд преодолевает перелом профиля пути за 70–75 с, его скорость движения при этом снижается с 80 до 70 км/ч.

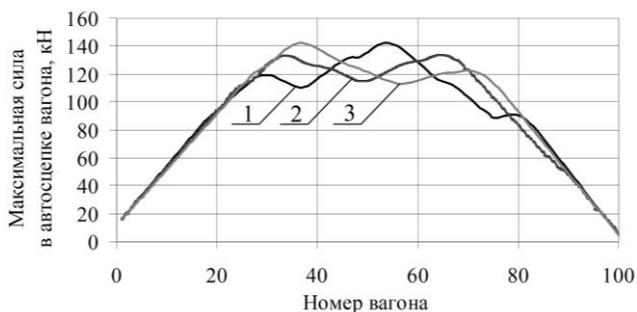


Рисунок 3 – Распределение максимальных сил в поезде, оборудованном поглощающими аппаратами: 1 – первого типа; 2 – второго типа; 3 – третьего типа

Представленные результаты подтверждают сделанное ранее предположение, что демпфирующие свойства поглощающих аппаратов оказывают незначительное влияние на максимальные силы, возникающие в поезде в ходе его движения через перелом профиля пути в режиме холостого хода. Данное утверждение справедливо для случаев, в которых зазоры в межвагонных соединениях отсутствуют или не проявляются. Влияние зазоров на максимальные силы в поезде требует дополнительных исследований. Стоит отметить, что увеличение демпфирующих свойств в поглощающих аппаратах вагонов приводит к увеличению амплитуды продольных колебаний, а также к изменению расположения максимумов сжимающих сил по длине поезда. Так при оборудовании вагонов аппаратами первого типа с минимальными демпфирующими свойствами максимальная сила возникает между 53-м и 54-м вагонами и составляет 142,6 кН (рисунок 3). При аппаратах второго типа наблюдается два близких по значению максимума сил (около 134 кН) в автосцепках 34-го и 65-го вагонов. При аппаратах третьего типа наибольшая сила достигает 142,2 кН в сцепках 37-го вагона.

Таким образом, увеличение коэффициента необратимого поглощения энергии в поглощающих аппаратах при неизменной характеристике их нагружения не оказывает существенного, однозначно проявляющегося влияния на снижение максимальной силы, возникающей в поезде при движении через перелом профиля пути. Наибольшее снижение максимальной силы наблюдалось при коэффициенте поглощения энергии 75 % и составило около 6 % (8,6 кН). Однако при этом близкие по значению максимумы возникли в двух точках поезда, а не в одной, как при других значениях коэффициента поглощения энергии. Таким образом, сделать однозначный вывод о снижении продольной нагруженности поезда на переломах профиля пути с увеличением демпфирующих свойств поглощающих аппаратов не представляется возможным. В этой связи для упрощения и уменьшения объема расчетов в дальнейших исследованиях рассмотрены случаи оборудования поездов поглощающими аппаратами только первого типа.

Выполнена оценка продольных сил в поезде при движении на холостом ходу через положительный и отрицательный перелом профиля пути. Рассмотрено движение с площадки на спуск  $-5\%$  и с площадки на подъем  $5\%$  (в соответствии со схемами 1 и 2 при  $R = 5$  км). Характеристики поезда и начальные условия его движения приняты такими же, как в предыдущем исследовании. Результаты расчетов представлены на рисунке 4.

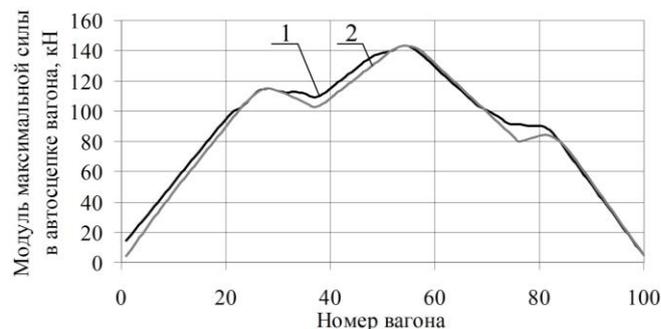


Рисунок 4 – Распределение максимальных сил в поезде, движущемся в режиме выбега через перелом  $5\%$ : 1 – с площадки на подъем; 2 – с площадки на спуск

За рассмотренный отрезок времени 70 с скорость поезда, движущегося с площадки на подъем, снизилась с 80 до 70 км/ч. Скорость движущегося на спуск поезда снижалась в течение 25 с до момента, когда силы от уклона профиля уравновесили силы основного сопротивления движению. Далее скорость увеличивалась, достигнув по истечении рассматриваемого отрезка времени значения 82 км/ч. В обоих случаях поезд преодолел перелом профиля пути, включая сопрягающую смежные элементы профиля пути кривую. По результатам расчетов видно, что изменение длины и продольные силы в рассматриваемых поездах по абсолютному значению отличаются несущественно. При этом при движении на подъем в поезде возникают сжимающие силы и соответствующее уменьшение его длины, а при движении на спуск – силы растяжения и увеличение длины. Полученные результаты подтверждают сделанные ранее выводы, что для оценки продольной динамики поезда, движущегося через перелом профиля пути в режиме холостого хода, достаточно исследовать только один из вариантов движения: с площадки на подъем или с площадки на спуск [13, 15]. Указанное допущение позволяет существенно уменьшить объем исследований.

Для поезда с составом массой 10000 т, сформированного по схеме 1 (см. рисунок 1), рассмотрены варианты движения с площадки на подъем крутизной  $5\text{--}15\%$  при различных радиусах  $R$  сопрягающей кривой (от 5 до 20 км). Графики распределения максимальных продольных сил по длине поезда при  $R = 5$  км представлены на рисунке 5. Видно, что максимальные силы в связях вагонов изменяются пропорционально величине перелома профиля пути. Их наибольшие значения возникли в центральной части состава и составили 143,4, 283,8 и 420 кН соответственно при разности уклонов профиля 5, 10 и 15 %.

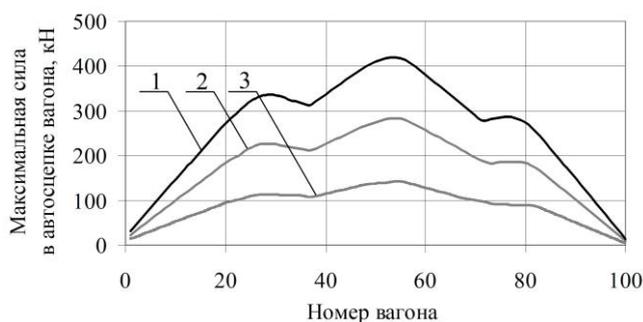


Рисунок 5 – Распределение максимальных сил в поезде, движущемся в режиме выбега через перелом:  
1 – 15‰; 2 – 10‰; 3 – 5‰

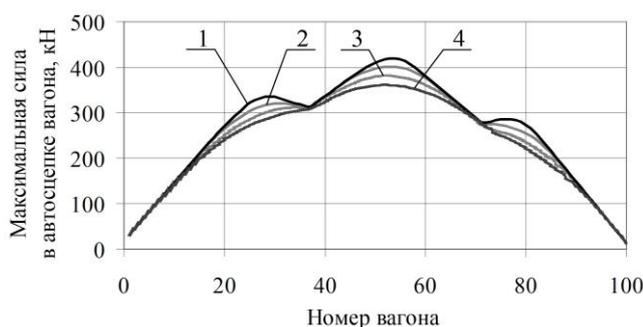


Рисунок 6 – Распределение максимальных сил в поезде, движущемся через перелом 15‰ при сопрягающей кривой  $R$ :  
1 – 5 км; 2 – 10 км; 3 – 15 км; 4 – 20 км

На рисунке 6 показано влияние кривизны сопрягающей элементы профиля кривой на значения максимальных продольных сил, возникающих в поезде при движении через перелом профиля пути 15‰. Увеличение радиуса кривой приводит к снижению максимальных сил. Можно выделить три области, в которых указанное снижение сил наблюдается в наибольшей степени. Первая находится между 25–30 вагонами, вторая – между 50–55 вагонами, третья – между 75–80 вагонами. Анализ результатов показал, что снижение сил вызвано снижением интенсивности собственных продольных колебаний поезда. Чем более пологий вид имеет сопрягающая элементы профиля кривая, тем меньшая амплитуда собственных продольных колебаний возникает в поезде в процессе движения. То есть скорость изменения внешней сжимающей силы с увеличением радиуса кривой при неизменной длине поезда уменьшается, что приводит к снижению возникающих в поезде колебаний и сил в его связях в моменты максимального сжатия. Так, в рассматриваемом случае период собственных колебаний поезда составляет около 20 с, поэтому на 21, 39 и 58-й секундах возникли максимумы сжатия поезда. Максимумы отчетливо проявляются на графиках с радиусом сопряжения 5 и 10 км. При больших радиусах сопряжения поезд сжимается плавно без видимых интенсивных колебаний с единственным максимумом на 45 с для случая движения через перелом профиля с  $R = 20$  км.

Аналогичные расчеты выполнены для поездов с составами массой 2500–7500 т, сформированными по схемам 2–4 на рисунке 1. При указанных массах состава распределение продольных сил по длине поезда при различных значениях разности уклонов смежных

элементов профиля и кривизны их сопряжения имеет такой же вид, как на рисунках 5 и 6. Максимальные силы в межвагонных соединениях при этом имеют меньшие значения, снижаясь пропорционально массе поезда. На рисунке 7 представлены зависимости максимальных сил в поезде от величины перелома профиля и массы состава при радиусах сопрягающих кривых 5 и 20 км. С их помощью путем интерполяции можно определять приблизительное значение максимальной силы, возникающей в движущемся на холостом ходу через перелом профиля пути поезде. По графикам видно, что с увеличением разности уклонов возрастает влияние кривизны сопрягающей элементы профиля кривой.

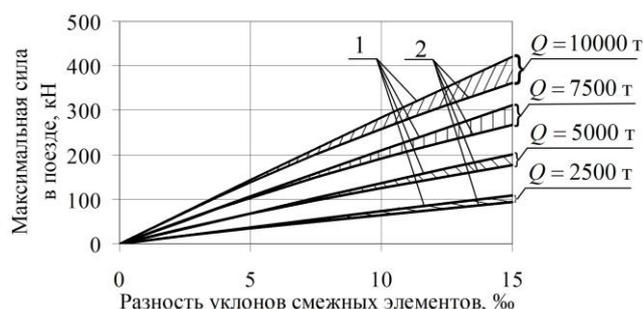


Рисунок 7 – Зависимости максимальных сил в поезде от величины перелома профиля и массы состава при  $R$ :  
1 – 5 км; 2 – 20 км

Выполненные исследования показали, что при движении поезда через перелом профиля пути в режиме холостого хода в его межвагонных соединениях возникают сжимающие (или растягивающие) силы, пропорциональные массе поезда и разности уклонов смежных элементов. При этом для их определения достаточно исследовать только один из вариантов движения: с площадки на подъем или с площадки на спуск крутизной  $i$ . Для представленных условий движения показана незначительность влияния демфирующих свойств поглощающих аппаратов на значение максимальной силы в поезде. Определены зависимости, позволяющие найти максимальную силу в поездах массой до 10000 т, движущихся через перелом профиля до 15‰ при сопрягающих кривых радиусом до 20 км.

Полученные результаты следует учитывать для обеспечения безопасности ведения поездов через переломы продольного профиля пути на различных режимах движения поезда.

#### Список литературы

- 1 Shimanovsky, A. Investigation of the longitudinal track profile influence on the forces acting in the train inter-car connections using the MSC.ADAMS software / A. Shimanovsky, P. Sakharau // CEUR Workshop Proceedings. – 2019. – Vol. 2353. – P. 555–569.
- 2 Методические указания по выполнению тяговых расчетов: утв. приказом главного инженера Бел. ж. д. от 11 нояб. 2021 г., № 949НЗ. – Минск, 2021. – 265 с.
- 3 Правила тяговых расчетов для поездной работы: утв. распоряжением ОАО «РЖД» № 867р от 12.05.2016 г. – М.: ОАО «РЖД», 2016. – 515 с.

- 4 **Крючкова, Ю. В.** Исследование устойчивости вагонов против схода при движении по сложным участкам дороги / Ю. В. Крючкова, И. Ю. Ермоленко // Молодая наука Сибири : электрон. науч. журн. – 2018. – № 1(1). – С. 1–5.
- 5 Некоторые аспекты определения устойчивости порожних вагонов от выжимания их продольными силами в грузовых поездах / А. А. Швец [и др.] // Наука та прогрес трансп. Вісн. Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. – 2015. – № 4. – С. 175–189.
- 6 **Коссов, В. С.** Факторы устойчивости порожних вагонов / В. С. Коссов, В. В. Березин, В. А. Быков // Мир транспорта. – 2012. – № 2. – С. 168–177.
- 7 **Ромен, Ю. С.** Устойчивость движения вагонов на тележках 18-100 / Ю. С. Ромен // Вестник ВНИИЖТ. – 2019. – Т. 78, № 3. – С. 149–154.
- 8 **Ковтун, Е. Н.** Моделирование пространственных колебаний поезда, движущегося по переломам продольного профиля пути / Е. Н. Ковтун, В. В. Малый, О. М. Маркова // Техническая механика. – 2019. – № 3. – С. 77–87.
- 9 **Бубнов, В. Ю.** Уменьшение продольных усилий в автосцепках вагонов при движении тяжеловесных и длинноставных грузовых поездов : автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.22.07 / В. Ю. Бубнов; Петербургский гос. ун-т путей сообщения. – СПб., 2006. – 24 с.
- 10 Influence of Draft Gear Modeling on Dynamics Simulation for Heavy-Haul Train / C. Lei [et al.] // Shock and Vibration. – 2019. – Vol. 2019. – P. 1–11.
- 11 **Cole, C.** Simulated comparisons of wagon coupler systems in heavy haul trains / C. Cole, Y. Q. Sun // Journal of Rail and Rapid Transit. – 2006. – Vol. 220, no. 3. – P. 247–256.
- 12 **Николаев, В. А.** Причины схода порожнего подвижного состава на Красноярской и Восточно-Сибирской железных дорогах / В. А. Николаев, Е. П. Капустина, Е. Г. Леоненко // Вестник Уральского государственного университета путей сообщения. – 2019. – № 1. – С. 47–53.
- 13 **Сахаров, П. А.** Повышение безопасности движения поезда при использовании электродинамического торможения : автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.22.07 / П. А. Сахаров; Белорус. гос. ун-т трансп. – Гомель, 2022. – 23 с.
- 14 Аппараты поглощающие сцепных и автосцепных устройств железнодорожного подвижного состава. Технические требования и правила приемки: ГОСТ 32913-2014. – Введ. 2015.06.01. – М. : Стандартинформ, 2015. – 9 с.
- 15 **Сахаров, П. А.** Исследование продольных сил в грузовых поездах при движении по переломам продольного профиля пути / П. А. Сахаров // Механика. Исследования и инновации. – 2018. – Вып. 11. – С. 209–219.

Получено 01.04.2024

**P. A. Sakharau.** Longitudinal dynamics of trains homogeneous by mass at their movement at the idle mode through the track profile with changing slope.

The longitudinal forces in the inter-car connections of the train are investigated for the case of its movement at the idle mode through the track profile with changing slope. The influence of the difference in the track profile adjacent elements slopes and of their interface curvature on the magnitude and distribution of maximum forces in automatic couplers of railcars is estimated. The dependences of the maximal forces in the train on the train mass and the magnitude of the track longitudinal profile slope changes are presented.