CC BY 4.0

ТЕХНИЧЕСКИЕ СРЕДСТВА ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

Оригинальная статья
УДК 629.4.015
DOI: https://doi.org/10.21780/2223-9731-2023-82-4-314-324
EDN: https://elibrary.ru/rpxgyk

Численное моделирование трогания поезда при неполном отпуске тормозов

Е. А. Потахов ✉

Петербургский метрополитен,
Санкт-Петербург, Российская Федерация

АННОТАЦИЯ

Введение. При неустановившемся движении поезда возникают резкие перемены величины силы тяги, сопровождающиеся колебательными и иногда ударными относительными движениями вагонов. При этом автосцепки испытывают нагружение, что является одной из причин их обрывов. Цель исследования — определение величин и характера изменения продольно-динамических межвагонных сил, возникающих при трогании поезда с места и трогании в случае невыдержки времени полного отпуска тормозов (при действии тормозных сил в хвостовой части).

Материалы и методы. Для расчета продольных сил, возникающих при трогании поезда с места, применяется численное моделирование. Цифровая многомассовая модель каждого поезда представляет собой систему твердых тел, соединенных упруго-вязкими связями. Разработана упрощенная модель автосцепного устройства, учитывающая жесткость и вязкость поглощающего аппарата, а также зазоры в ударно-тяговых приборах.

Результаты. Выполнены численные эксперименты трех режимов движения: трогания поезда с места; трогания поезда в случае невыдержки времени полного отпуска тормозов последнего вагона (принято, что последний вагон неподвижен); трогания поезда в случае неполного отпуска тормозов в последней трети поезда при действии переменных тормозных сил. В результате моделирования для каждого вида виртуального эксперимента были установлены характер и величина изменения продольных межвагонных сил: при установившемся режиме движения и при переходном, наиболее нагруженном режиме движения.

Обсуждение и заключение. Для рассматриваемых поездов максимальная межвагонная нагрузка при трогании в случае неподвижности последнего вагона превышает в среднем в два раза максимальную межвагонную нагрузку, возникающую при трогании поезда после полного отпуска тормозов. Определено, что неполный отпуск тормозов в последней трети поезда в выбранных условиях увеличивает максимальную продольную нагрузку на 2,22–6,23 %.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: поезд, трогание, продольные силы, численное моделирование, нагружение автосцепок

ДЛЯ ЦИТИРОВАНИЯ: Потахов Е. А. Численное моделирование трогания поезда при неполном отпуске тормозов // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (Вестник ВНИИЖТ). 2023. Т. 82, № 4. С. 314–324. https://doi.org/10.21780/2223-9731-2023-82-4-314-324.

✉ epotakhov@mail.ru (Е. А. Потахов)

© Потахов Е. А., 2023

CC BY 4.0

TECHNICAL MEANS OF RAILWAY TRANSPORT

Original article
UDK 629.4.015
DOI: https://doi.org/10.21780/2223-9731-2023-82-4-314-324
EDN: https://elibrary.ru/rpxgyk

Numerical modelling of train pulling off with incomplete brake release

Egor A. Potakhov✉

St. Petersburg Metro,
St. Petersburg, Russian Federation

ABSTRACT

Introduction. Unsteady train movement causes abrupt changes in the traction magnitude with oscillating and sometimes shocking relative movements of the cars. Under these conditions, the automatic couplers are subjected to stress, which leads to their breakage. The research is intended to determine the magnitudes and nature of changes in longitudinal dynamic inter-car forces arising when the train pulls off and pulls off without holding the time of full brake release (with braking forces acting in the tail section).
Materials and methods. Calculation of the longitudinal forces occurring when the train pulls off applies numerical modelling. The digital multi-mass model of each train is a system of solid bodies connected by elastic ductile bonds. The author developed a simplified model of the automatic coupler that takes into account the stiffness and ductility of the draft gear as well as the clearances in the shock and traction devices.
Results. The researcher performed numerical experiments of the three operation modes: train pulling off; train pulling off without holding the time of full brake release of the last car (with the last car assumed stationary); train pulling off without full brake release in the last third of the train under variable braking forces. Modelling for each type of virtual experiment established the nature and magnitude of changes in the longitudinal inter-car forces: in the steady-state motion and in the transient, the most loaded mode of train operation.
Discussion and conclusion. The trains under consideration show that the maximum inter-car loading when pulling off with the last car stationary is, on average, twice as high as the maximum inter-car loading when a train pulls off after full brake release. The author determined that incomplete brake release in the last third of the train under selected conditions increases the maximum longitudinal loading by 2.22–6.23 %.

KEYWORDS: train, pulling off, longitudinal forces, numerical modelling, automatic coupler loading

FOR CITATION: Potakhov E. A. Numerical modelling of train pulling off with incomplete brake release. *Russian Railway Science Journal*. 2023;82(4):314-324. (In Russ.). https://doi.org/10.21780/2223-9731-2023-82-4-314-324.

✉ epotakhov@mail.ru (E. A. Potakhov)

© Potakhov E. A., 2023

Введение. При стационарных режимах ведения поезда усилия, возникающие в ударно-тяговых приборах наиболее напряженных сечений поезда, как правило, лишь незначительно превышают силу тяги локомотива. Однако при переходных (неустановившихся) режимах движения поезда усилия, возникающие в ударно-тяговых приборах, могут существенно превосходить силу тяги. К переходным режимам относят процессы, возникающие при трогании поезда с места, торможении при движении тяжелого поезда по переломному продольному профилю пути, резком изменении силы тяги, маневровых операциях, сопровождающихся соударением вагонов, и т. п. Принципиальным отличием взаимодействия вагонов в поезде при переходном режиме являются относительные движения вагонов колебательного, а иногда и ударного характера[1].

К основным видам повреждений вагонов относятся обрывы автосцепок [1, 2]. При этом исходя из опыта эксплуатации железнодорожного подвижного состава ОАО «РЖД»[2] известно, что важным условием при трогании поезда после торможения с остановкой является выдержка времени, необходимая для полного отпуска тормозов. Неотпуск тормозов хвостовых вагонов — одна из причин обрыва автосцепных устройств [2–4].

В контуре зацепления автосцепок между ударными поверхностями, а также между клином тягового хомута и отверстиями в хомуте с одной стороны и хвостовика автосцепки — с другой, имеются зазоры. Согласно [5], для нового автосцепного устройства суммарные зазоры могут составлять около 40 мм на один вагон, а при эксплуатации могут достигать 100 мм. Современные ударно-тяговые приборы подвижного состава имеют зазоры 65–70 мм на одно сцепление. Исходя из работы [6], можно сделать вывод о наличии в автосцепках вагонов зазоров от 45 до 65 мм. Согласно [2], зазоры в автосцепках при эксплуатации могут составлять 60–80 мм. Наличие зазоров в межвагонных соединениях существенно влияет на динамические процессы, протекающие в поезде [7–9].

Целью работы является определение величин и характера изменения продольно-динамических межвагонных сил, возникающих при трогании поезда с места и трогании в случае невыдержки времени полного отпуска тормозов (при действии тормозных сил в хвостовой части).

Материалы и методы. Сложные явления динамики системы вагонов в составе поезда целесообразно изучать на моделях в лабораторных условиях, применяя физическое и математическое моделирование. При этом задача продольной динамики поезда, в которой учитываются реальные характеристики поглощающих аппаратов и зазоры ударно-тяговых приборов, приводящие к разрыву поезда в переходных режимах, сложна для аналитического решения. Поэтому для решения неоднородных дифференциальных уравнений сложных систем применяются численные методы интегрирования, которые легко реализуются на цифровых вычислительных машинах (ЦВМ) [6]. Процесс интегрирования дифференциальных уравнений динамики на ЦВМ называют цифровым, или численным моделированием. Существует целый ряд научных работ, в которых используются методы численного моделирования для исследования продольных межвагонных нагрузок поезда [2, 6–8, 10–14]. В настоящей работе исследование нагрузок, возникающих при трогании поезда с места, осуществляется численным методом в среде специализированного функционала Motion программного комплекса SolidWorks.

Условия виртуального эксперимента. С целью установления закономерностей распределения продольных сил в составе рассматриваются произвольные восемь однородных поездов, сформированных из электровоза ВЛ10^{у} и 8, 11, 13, 15, 17, 20, 22 и 25 вагонов (порожних универсальных платформ модели 13-2114).

В статье рассматривается процесс трогания поезда при условии, что зазоры во всех ударно-тяговых приборах не выбраны (сжатый состав). Принято допущение, что во всех автосцепных устройствах зазоры на одно сцепление равны величине $\varepsilon \approx 70$ мм, а движение состава происходит на ровном участке пути без уклона.

Перед выполнением виртуального эксперимента была проведена проверка массы выбранного произвольного состава при трогании с места и проверка массы поезда по длине приемо-отправочных путей в соответствии с Правилами тяговых расчетов для поездной работы[3]. Основное удельное сопротивление движению локомотива и удельное сопротивление локомотива при трогании рассчитываются с условием, что в буксах электровоза используются подшипники качения и при допущении движения на звеньевом ровном пути.

[1] Вериго М. Ф. Динамика вагонов: конспект лекций для студентов-заочников специальности «Вагоностроение и вагонное хозяйство». М.: ВЗИИЖТ, 1971. 176 с.; Вершинский С. В., Данилов В. Н., Челноков И. И. Динамика вагона: учеб. для вузов ж.-д. транспорта. М.: Транспорт, 1978. 352 с.

[2] Об утверждении рекомендаций по предотвращению случаев обрывов автосцепных устройств грузовых вагонов [Электронный ресурс]: утв. распоряжением ОАО «РЖД» от 02.11.2010 № 2260р. URL: https://docs.cntd.ru/document/420281784 (дата обращения: 10.08.2023).

[3] Правила тяговых расчетов для поездной работы [Электронный ресурс]: утв. распоряжением ОАО «РЖД» от 12.05.2016 № 867р. URL: https://www.consultant.ru/cons/cgi/online.cgi?req=doc&base=EXP&n=672553#A3m1uuTHClALJ9OO (дата обращения: 10.08.2023).

С целью сравнения выполнено моделирование трогания поезда с места и трогания поезда в случае невыдержки времени полного отпуска тормозов. В связи с тем, что наибольший интерес представляет изучение самых опасных режимов нагружения автосцепных устройств, рассматривается трогание поезда при быстром нарастании силы тяги. Принято, что время возрастания силы тяги составляет 0,5 с.

Цифровая модель поезда. Исследовать колебания и нагрузки, возникающие при трогании поезда с места, можно по расчетной схеме, согласно которой поезд представляется системой твердых тел, последовательно соединенных упругими и вязкими связями (дискретная модель) [2, 11, 15]. В связи с этим составляется упрощенная численная модель поезда (рис. 1), включающая систему твердых тел, соединенных упруго-вязкими связями.

Упрощенная модель автосцепного устройства оснащена пружиной и демпфером, моделирующими жесткость и вязкость поглощающего аппарата, а также учитывает зазоры ударно-тягового прибора. Модель поезда расположена на горизонтальном основании.

Созданы восемь виртуальных поездов, которые содержат 8, 11, 13, 15, 17, 20, 22 и 25 вагонов. Масса вагона составляет 22,0 т, масса локомотива (электровоза ВЛ10^{У}) — 200,0 т.

В соответствии с техническими условиями ТУ 24.05.001.132-01[4] универсальные платформы модели 13-2114 должны быть оборудованы автосцепными устройствами с автосцепкой СА-3 по ГОСТ 3475–81[5] и поглощающим аппаратом не ниже класса Т1 по ГОСТ 32913–2014[6]. Максимальная энергоемкость поглощающих аппаратов класса Т1 по ГОСТ 32913–2014 составляет не менее 90 кДж, а конструктивный ход — 90–120 мм.

Известно, что максимальная сила сопротивления поглощающего аппарата при динамическом нагружении и сжатии на величину рабочего хода, равного конструктивному, не должна превышать максимальной нормативной силы, равной 3000 кН[7]. Тогда коэффициент жесткости «линейной пружины», имитирующей упругий элемент поглощающего аппарата в среде Motion SolidWorks, можно определить исходя из закона Гука следующим образом:

$$K_{ПА} \approx \frac{F_{max}}{h}, \quad (1)$$

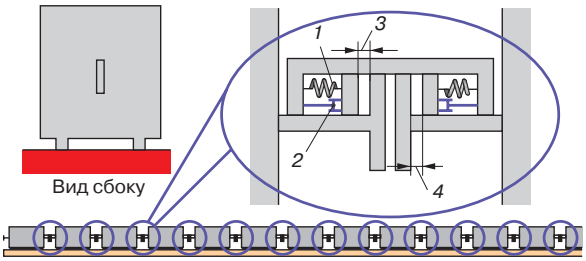

Рис. 1. Модель поезда:
1 — пружина; *2* — демпфер; *3*, *4* — зазоры

Fig. 1. Train model:
1 — spring; *2* — damper; *3*, *4* — clearances

где F_{max} — максимальная нормативная сила, Н; h — ход поглощающего аппарата, м.

Диссипативные свойства поглощающего аппарата в Motion SolidWorks моделируются функцией «демпфер» (коэффициент демпфирования). Известно, что коэффициент поглощения энергии (отношение поглощенной энергии к воспринятой) поглощающего аппарата, соответствующего ГОСТ 32913–2014, при динамическом нагружении должен быть не менее 0,7. При этом Motion SolidWorks позволяет получить эпюру кинетической энергии, вызванной поступательным или линейным движением детали. В связи с этим выполняется численное моделирование по подбору коэффициента демпфирования. К нажимному конусу модели поглощающего аппарата прикладывается сила, равная 3000 кН, после двух секунд воздействие нагрузки прекращается. Затем определяется эпюра кинетической энергии смещения, по которой устанавливается воспринятая энергия и энергия отдачи. Из разницы воспринятой энергии и энергии отдачи определяется поглощенная энергия. Значение коэффициента демпфирования подбирается таким образом, чтобы отношение поглощенной энергии к воспринятой составляло не менее 0,7. На основании проведенных расчетов коэффициент демпфирования был принят 2000 Н·с/мм, который соответствует коэффициенту поглощения энергии, равному 0,83.

Выбранное значение коэффициента демпфирования в 2000 Н·с/мм соразмерно с коэффициентами демпфирования в работах [16, 17]. Взаимодействие элементов в численной среде моделируется функцией «контакт трехмерных твердых тел».

[4] ТУ 24.05.001.132-01. Платформа универсальная модель 13-2114 [Электронный ресурс]. URL: https://docs.cntd.ru/document/415993595 (дата обращения: 10.08.2023).

[5] ГОСТ 3475–81. Устройство автосцепное подвижного состава железных дорог колеи 1520 (1524) мм. Установочные размеры: 1982-01-01. М.: Изд-во стандартов, 1981. 6 с.

[6] ГОСТ 32913–2014. Аппараты поглощающие сцепных и автосцепных устройств железнодорожного подвижного состава. Технические требования и правила приемки: дата введения 2015-06-01. М.: Стандартинформ, 2015. 12 с.

[7] Там же. С. 4.

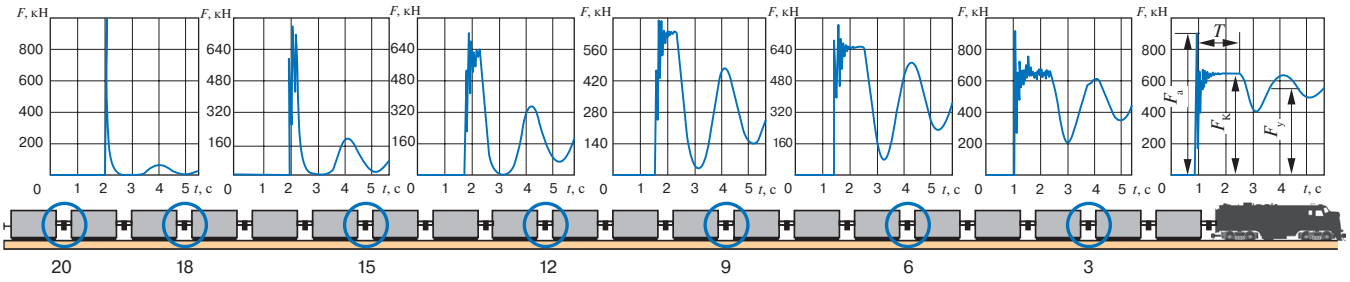

Рис. 2. Общий вид изменения продольных сил в сечениях состава при трогании

Fig. 2. General view of changes in longitudinal forces in sections of the train when pulling off

Полное удельное сопротивление вагонов (локомотива) моделируется коэффициентом трения контакта моделей вагонов (локомотива) с основанием. Этот коэффициент представляет собой сумму основного удельного сопротивления движению и сопротивления при трогании.

Численное моделирование трогания поезда. Сила тяги при моделировании прикладывается к корпусу первой автосцепки СА-3 локомотива. Значение касательной силы тяги (680 кН) электровоза при трогании с места принято в соответствии с Правилами тяговых расчетов для поездной работы[8].

Численное моделирование трогания проводилось для восьми составов, сформированных из 8, 11, 13, 15, 17, 20, 22 и 25 вагонов, при одинаковой силе тяги. В ходе моделирования наблюдалось поочередное (волновое) нагружение автосцепок вдоль состава, сопровождающееся ударными нагрузками, что подтверждается более ранними исследованиями [2, 7, 9].

На графиках продольных сил поездов в большинстве межвагонных связей наблюдается период T, при котором продольная сила приблизительно равна касательной силе тяги при трогании $F_К$. Амплитуда ударного воздействия $F_а$ увеличивается от начала состава к его концу; установившаяся продольная нагрузка $F_у$ и период T от первого вагона поезда до последнего уменьшается (рис. 2).

Можно наблюдать, что при установившемся режиме движения величины нагрузок на межвагонные автосцепки уменьшаются от головного вагона к концу состава по линейной зависимости (рис. 3, *а*). Возможность этого подтверждается в [13]. При этом для поездов, сформированных из 8, 11, 13, 15, 17, 20, 22 и 25 вагонов, установившиеся продольные силы, действующие между локомотивом и первым вагоном, отличаются менее чем на 10,3 %, а установившиеся силы между последним и предпоследним вагонами составляют: 75,51; 55,33; 43,85; 38,73; 32,06; 40,99 кН (рис. 3, *а*). На рис. 3 упруго-вязкое (межвагонное) соединение n соответствует продольным силам между вагонами n и n–1 поезда (например, упруго-вязкое соединение № 1 соответствует продольным силам между первым вагоном и локомотивом).

Сила тяги на сцепке локомотива (нагрузка на передний ударно-тяговый прибор первого вагона поезда) при трогании с места определяется по формуле[9]

$$F_{Цтр} = F_{Ктр} - W'_К = F_{Ктр} - \left(w'_О + w'_{тр}\right)m_Л g \approx$$
$$\approx 680\,000 - 0{,}000\,875 \cdot 200\,000 \cdot 10 = 678{,}25 \text{ кН}, \quad (2)$$

где $F_{Ктр}$ – касательная сила тяги при трогании, кН; $W'_К$ — полное удельное сопротивление движению локомотива, Н/кН; $w'_О$ — основное удельное сопротивление движению локомотива, Н/кН; $w'_{тр}$ — удельное сопротивление движению локомотива при трогании, Н/кН; $m_Л g$ — вес локомотива, кН.

Исходя из сравнения, устоявшаяся нагрузка на ударно-тяговый прибор первого вагона поезда, рассчитанная численным методом (рис. 3), с незначительной погрешностью подтверждается аналитическим расчетом (2).

Общий вид полученных графиков продольных межвагонных сил в зависимости от времени (колебательный характер с постепенным уменьшением амплитуд, колебания сил относительно устоявшегося режима тяги) (рис. 2) в целом похож на графики продольных сил поезда при трогании, полученные аналитическим и численным моделированием с учетом упруго-вязких связей [9].

При аппроксимировании в Microsoft Excel максимальных значений продольных сил, образующихся при трогании поезда, выбрана полиномиальная линия тренда третьей степени. Пример аппроксимирования показан на рис. 3, *б*. В характере изменения продольных межвагонных нагрузок в поездах, содержащих 13, 15, 17, 20, 22 и 25 вагонов, можно выделить три участка

[8] Правила тяговых расчетов для поездной работы. URL: https://www.consultant.ru/cons/cgi/online.cgi?req=doc&base=EXP&n=672553#A3m1uuTHClALJ9OO (дата обращения: 10.08.2023).

[9] Там же.

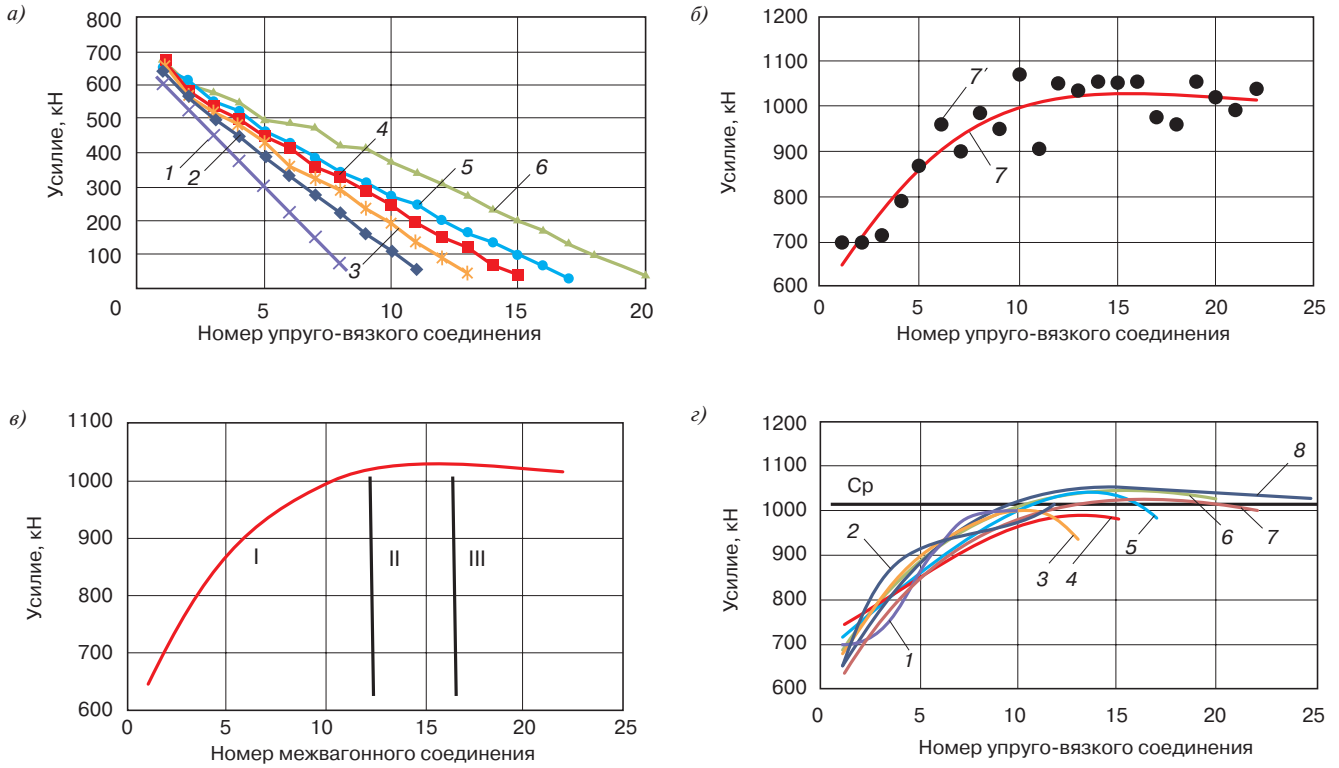

Рис. 3. Продольные силы между вагонами в составе (нагрузка на автосцепку) при трогании:
а — при установившемся режиме движения; *б* — пример аппроксимирования; *в* — максимальные значения при переходном режиме движения (общий вид); *г* — максимальные значения при переходном режиме движения: *1* — состав из 8 вагонов; *2* — состав из 11 вагонов; *3* — состав из 13 вагонов; *4* — состав из 15 вагонов; *5* — состав из 17 вагонов; *6* — состав из 20 вагонов; *7* — состав из 22 вагонов; *7′* — состав из 22 вагонов (исходный результат); *8* — состав из 25 вагонов; Ср — среднее значение нагрузок последних межвагонных соединений; I, II, III — участки изменения продольных межвагонных нагрузок

Fig. 3. Longitudinal inter-car forces in the train (load on the automatic coupler) when pulling off:
а — in the steady operation mode; *б* — approximation example; *в* — maximum values in transient train operation (general view); *г* — maximum values in transient train operation: *1* — 8-car train; *2* — 11-car train; *3* — 13-car train; *4* — 15-car train; *5* — 17-car train; *6* — 20-car train; *7* — 22-car train; *7′* — 22-car train (the original result); *8* — 25-car train; Ср — average value of loading of the last inter-car connections; I, II, III — areas of change in longitudinal inter-car loading

(рис. 3, *в*). Участок I характеризуется резким увеличением нагрузки от первого вагона. На участке II наблюдаются амплитудные значения нагрузки. Участок III характеризуется медленным уменьшением нагрузки к последнему вагону. Длины участков I, II, III различны для разных поездов. При этом максимальные продольные силы, действующие между локомотивом и первым вагоном, а также между последним и предпоследним вагонами, для поездов, сформированных из 8, 11, 13, 15, 17, 20, 22 и 25 вагонов, приблизительно равны (рис. 3, *г*). Среднее значение максимальных продольных сил, действующих между локомотивом и первым вагоном, — 688,316 кН. Максимальные продольные силы, возникающие в составах, составляют от 992,202 до 1056,396 кН. Среднее значение максимальных продольных сил, возникающих в составах, — 1018,746 кН. Среднее значение максимальных продольных сил, возникающих между последним и предпоследним вагонами, — 1001,885 кН (рис. 3, *г*).

Максимальные межвагонные силы (600–1000 кН), полученные при моделировании трогания поезда из 8–25 порожних вагонов, значительно превышают результаты натурных испытаний [18], где максимальные силы при трогании 72-вагонного наливного поезда (поглощающие аппараты классов Т0 и Т1) не превышали 450 кН в середине состава и 350 кН во второй трети. Данное отличие обусловлено характером нарастания касательной силы тяги локомотива: в проводимом исследовании время возрастания силы тяги принято равным 0,5 с, а согласно [9] время нарастания развиваемой локомотивом силы тяги для поездов массой 6000 т рекомендуется производить за 16 с (в один этап) или за 7–8 с (в два этапа). Также известно, что если в процессе переходного режима проявляются зазоры, то время нарастания развиваемой локомотивом силы тяги оказывает существенное влияние на уровни наибольших сил в автосцепках поезда, которые значительно превышают силу, развиваемую локомотивом.

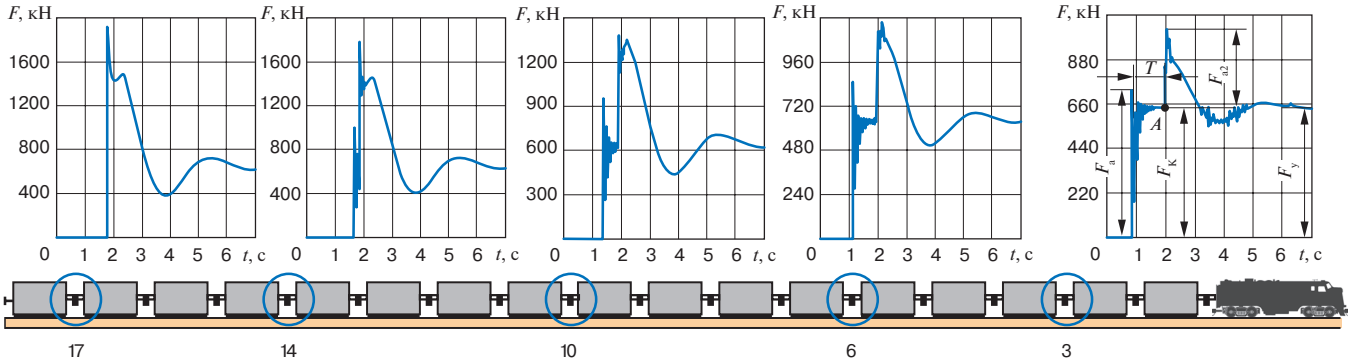

Рис. 4. Общий вид изменения продольных сил в сечениях состава при трогании поезда в случае неподвижности последнего вагона

Fig. 4. General view of changes in longitudinal forces in sections of the train when pulling off with the last stationary car

Общий вид полученных графиков максимальных продольных межвагонных сил (рис. 3, *в*) похож на распределение наибольших сил при трогании: сжатого почти однородного поезда массой 1520 т [9, 16], сжатого однородного поезда массой 4100 т [9], однородного осаженного поезда массой 10 000 т [19], однородного сжатого состава массой 5600 т при оборудовании поглощающими аппаратами различного типа [1].

Величины амплитуд максимальных продольных межвагонных сил (рис. 3, *г*) соразмерны с результатами исследования, указанными в [19]. Кроме того, полученные графики максимальных продольных сил (рис. 3, *г*) соответствуют расчетным данным, в которых указано, что межвагонные продольные силы, полученные при трогании поезда с зазорами в сцепных устройствах от 10 до 40 мм, превосходят по величине касательную силу тяги локомотива на 12–63 %[10]. Полученные графики (рис. 3, *г*) не противоречат данным [9], где в результате трогания поезда массой 10 000 т при быстром нарастании силы тяги до 540 кН (зазоры составили 38 мм, $\tau = 0{,}06 - 0{,}4$) максимальные межвагонные силы — 1070–1720 кН, где τ — безразмерная величина, характеризующая время нарастания силы, измеряемое как отношение времени нарастания развиваемой локомотивом силы к времени распространения сил от локомотива к концу поезда и обратно.

Численное моделирование трогания поезда в случае неполного отпуска тормозов последнего вагона. Численное моделирования трогания поезда в случае неотпуска тормозов последнего вагона проводилось для восьми составов, сформированных из локомотива и 8, 11, 13, 15, 17, 20, 22 и 25 вагонов, при одинаковой силе тяги. Во время виртуального воспроизведения трогания последний вагон поезда неподвижно зафиксирован (тормозные силы значительно превышают силу тяги).

В ходе моделирования можно наблюдать, что до момента создания препятствия движению состава тормозами последнего вагона *A* изменения межвагонных сил аналогичны соответствующим нагружениям при трогании поезда. Далее вдоль состава возникают поочередные (волновые) вторые ударные нагрузки, вызванные действием тормозных сил последнего вагона. Затем зафиксированный вагон останавливает передвижение впереди находящихся вагонов и локомотива (локомотив развивает силу тяги, но скорость состава ≈ 0), продольные силы постепенно снижаются до установившегося значения. Амплитуда второй ударной нагрузки F_{a2} от начала состава к его концу увеличивается; период T от первого вагона поезда до последнего уменьшается (рис. 4).

При аппроксимировании в Microsoft Excel установившихся продольных сил, образующихся при неподвижном последнем вагоне, выбрана линейная линия тренда (рис. 5, *а*). Для состава из 8, 11, 13, 15, 17 вагонов максимальные отклонения межвагонных нагрузок от сил, действующих между локомотивом и первым вагоном, составляют 0,36; 0,34; 0,74; 0,16; 1,94 % (рис. 5, *а*). При этом для поездов, сформированных из 20, 22 и 25 вагонов, максимальные продольные силы, действующие между локомотивом и первым вагоном, отличаются менее чем на 8,5 % (рис. 5, *б*), их среднее значение — 794,597 кН. Для поездов, сформированных из 8, 11, 13, 15, 17, 20, 22 и 25 вагонов, максимальные продольные силы, возникающие между последним и предпоследним вагонами, отличаются менее чем на 13,15 %. Среднее значение нагрузок последних межвагонных соединений, к которому стремятся продольные нагрузки поезда, составляет примерно 2042,3 кН (рис. 5, *б*).

Из сравнения результатов решения задач трогания поезда с места и трогания при действии тормозных сил на последнем неподвижном вагоне можно заключить,

[10] Вершинский С. В., Данилов В. Н., Челноков И. И. Указ. соч.

что неотпуск тормозов последнего вагона (принято, что вагон совершенно неподвижен) при трогании поезда увеличивает максимальную продольную нагрузку в среднем в два раза:

$$K \approx \frac{2042{,}3\ \text{кН}}{1018{,}746\ \text{кН}} \approx 2{,}005 \approx 2{,}0. \qquad (3)$$

Для упорной плиты, тягового хомута, клина или валика тягового хомута, корпуса автосцепки, корпуса поглощающего аппарата, передних упоров, задних упоров максимальная допускаемая продольная нагрузка при трогании составляет 2500 кН[11]. Таким образом, при выбранных условиях виртуального эксперимента полученная максимальная межвагонная продольная нагрузка не превышает допускаемого значения для указанных элементов ударно-тяговых приборов.

Численное моделирование трогания поезда в случае неполного отпуска тормозов в хвостовой части. Принято, что при трогании поезда тормозные силы продолжают действовать на последних вагонах поезда (последней трети состава). Численное моделирование трогания поезда в случае неотпуска тормозов вагонов хвостовой части состава проводилось для четырех поездов, сформированных из локомотива и 8, 11, 13, 15 вагонов, при одинаковой силе тяги (таблица). Задано, что тормозная сила вагонов постепенно уменьшается от принятого значения (таблица) до нуля.

В результате моделирования установлено, что характер изменения продольных сил в сечениях состава аналогичен рис. 2.

При установившемся режиме движения величины нагрузок на межвагонные автосцепки уменьшаются от головного вагона к концу состава по линейной зависимости аналогично рис. 3, *а*. При этом полученные установившиеся продольные силы отличаются от установившихся сил при трогании менее чем на 3,6 %.

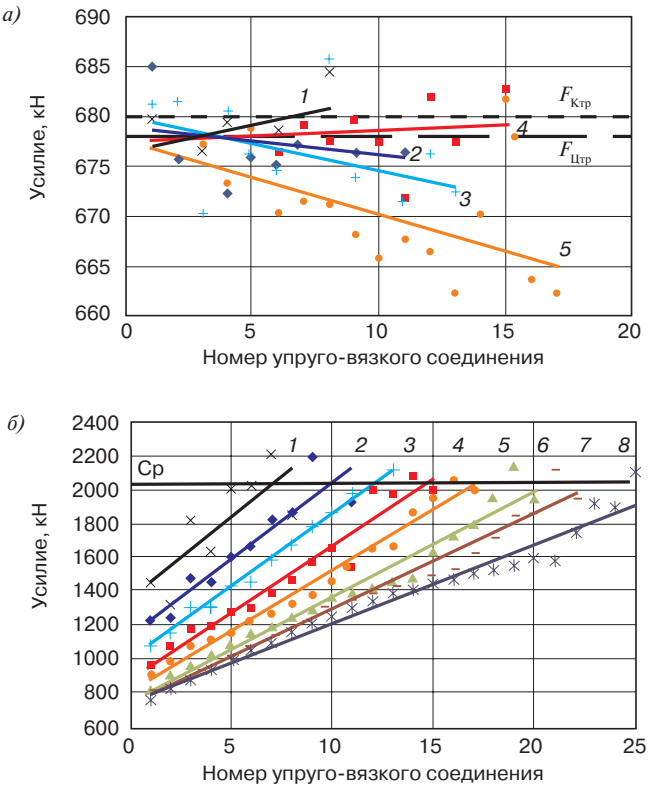

Рис. 5. Продольные нагрузки между вагонами в составе (нагрузка на автосцепку) при трогании в случае неполного отпуска тормозов последнего вагона:
а — при установившемся нагружении; *б* — максимальные значения при переходном режиме нагружения: *1* — состав из 8 вагонов; *2* — состав из 11 вагонов; *3* — состав из 13 вагонов; *4* — состав из 15 вагонов; *5* — состав из 17 вагонов; *6* — состав из 20 вагонов; *7* — состав из 22 вагонов; *8* — состав из 25 вагонов

Fig. 5. Longitudinal inter-car loading in a train (automatic coupler loading) when pulling off without full brake release in the last car:
a — with steady loading; *б* — maximum values in transient train operation: *1* — 8-car train; *2* — 11-car train; *3* — 13-car train; *4* — 15-car train; *5* — 17-car train; *6* — 20-car train; *7* — 22-car train; *8* — 25-car train

Таблица

Условия численного моделирования трогания поезда при действии тормозных сил в хвостовой части

Table

Conditions for numerical modelling of train pulling off under braking forces in the tail section

Принятое условие	Поезд из 8 вагонов	Поезд из 11 вагонов	Поезд из 13 вагонов	Поезд из 15 вагонов
Номера заторможенных вагонов	6, 7, 8	8, 9, 10, 11	10, 11, 12, 13	11, 12, 13, 14, 15
Тормозная сила вагона в момент передачи тягового усилия на первый заторможенный вагон, Н	1250, 2500, 3750	1250, 2500, 3750, 5000	1250, 2500, 3750, 5000	1250, 2500, 3750, 5000, 6250

[11] Нормы расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). М.: ГосНИИВ-ВНИИЖТ, 1996. 317 с.

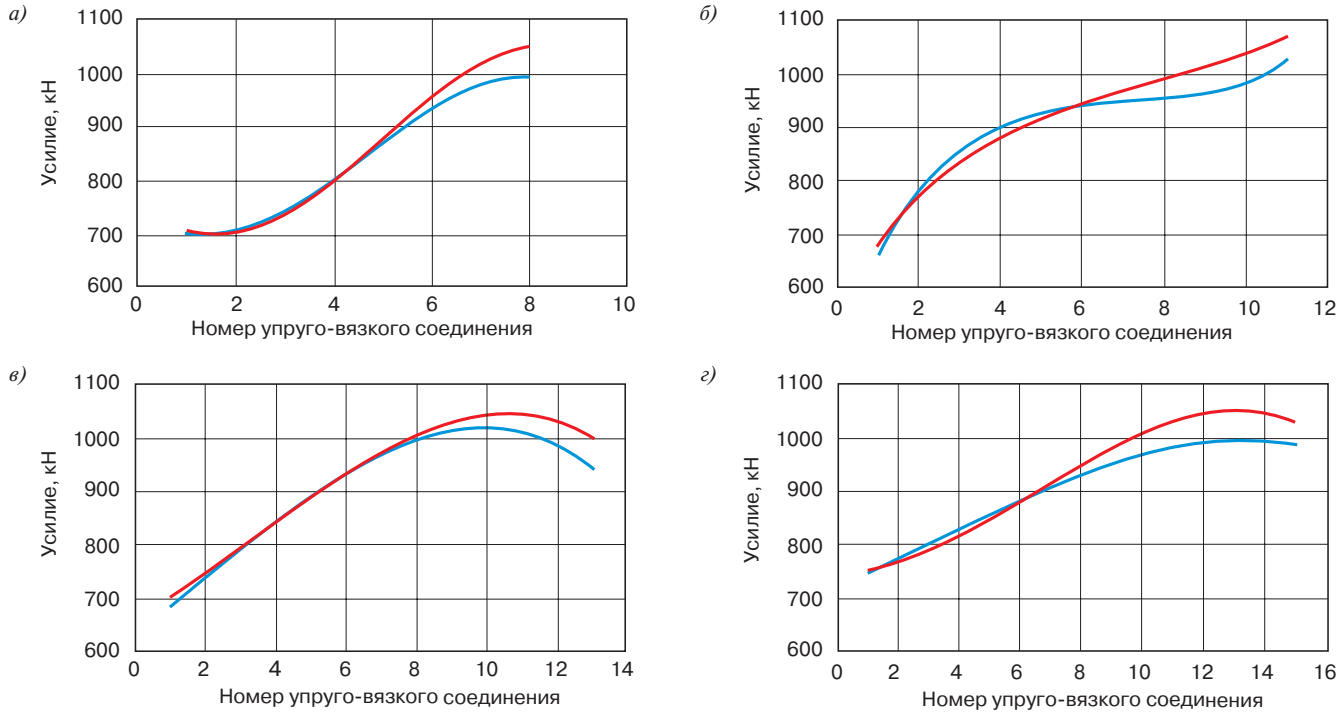

Рис. 6. Сравнение максимальных продольных сил между вагонами в составе (нагрузка на автосцепку) при трогании с места (голубым цветом) и трогании в случае неполного отпуска тормозов в хвостовой части (красным цветом):
а — состав из 8 вагонов; *б* — состав из 11 вагонов; *в* — состав из 13 вагонов; *г* — состав из 15 вагонов

Fig. 6. Comparison of maximum longitudinal inter-car forces in a train (load on automatic couplers) when pulling off (in blue) and when pulling off with incomplete brake release in the tail section (in red):
а — 8-car train; *б* — 11-car train; *в* — 13-car train; *г* — 15-car train

Исходя из сравнения аппроксимированных (выбрана линия тренда с полиномиальной аппроксимацией третьей степени) максимальных межвагонных сил при трогании поезда в случае неполного отпуска тормозов в хвостовой части с максимальными межвагонными нагрузками при трогании (рис. 6), можно заключить:

1. Максимальные продольные силы в сечениях поезда от локомотива до *m*-го вагона примерно равны (отличаются на 0,01–2,98 %) (*m* — первый вагон из группы заторможенных хвостовых вагонов).

2. Максимальные продольные силы в сечениях поезда от *m*-го вагона до конца состава при трогании в случае неполного отпуска тормозов превышают продольные межвагонные нагрузки, образующиеся при трогании, на 2,22–6,23 %.

Обсуждение и заключение. В результате исследования были разработаны упрощенные численные модели восьми однородных поездов, сформированных из электровоза ВЛ10^{у} и 8, 11, 13, 15, 17, 20, 22 и 25 порожних универсальных платформ модели 13-2114. С использованием данных моделей осуществлялось моделирование трех режимов движения: трогания поезда с места; трогания поезда в случае невыдержки времени полного отпуска тормозов последнего вагона (принято, что последний вагон неподвижен); трогания поезда в случае неполного отпуска тормозов в последней трети поезда (при действии переменных тормозных сил). В результате для каждого вида численного моделирования был установлен характер изменения продольных межвагонных сил и определены их величины: при установившемся режиме движения и при переходном (наиболее нагруженном) режиме движения.

Расчет выполнен при допущении, что движение происходит на горизонтальном участке, на звеньевом ровном пути. Уклон по сравнению с горизонтальным участком является более неблагоприятным условием для движения состава, таким образом, наличие уклона увеличит межвагонные продольно-динамические силы в поезде. Также представляет интерес рассмотрение упрощенных численных моделей более длинных поездов, состоящих из 70–100 вагонов, с постепенным (медленным) нарастанием силы тяги, что приблизит параметры виртуального расчета к реальным штатным условиям трогания состава. В дальнейшем целесообразно провести моделирование трогания поезда при неполном отпуске тормозов для состава, расположенного на уклоне, при постепенном нарастании силы тяги.

Для разработанных упрощенных численных моделей поездов при заданных условиях — электровоза ВЛ10^{у} и 8, 11, 13, 15, 17, 20, 22 и 25 порожних универсальных платформ модели 13-2114 было установлено:

• при трогании установившиеся продольные межвагонные нагрузки уменьшаются от первого вагона к последнему по линейной зависимости, максимальные продольные межвагонные силы изменяются вдоль состава по полиномиальной зависимости третьей степени. Наиболее нагруженные автосцепки находятся в межвагонном соединении, расположенном во второй половине состава, в некотором отдалении от хвостового вагона;

• при трогании локомотива и неподвижно зафиксированном последнем вагоне максимальные продольные межвагонные силы увеличиваются вдоль состава по линейной зависимости от первого вагона к последнему, наиболее нагруженные автосцепки находятся в межвагонном соединении, расположенном между предпоследним и последним вагонами. Определено, что неподвижность последнего вагона при трогании поезда (в выбранных условиях) увеличивает максимальную продольную нагрузку в среднем в два раза.

Для поездов (при заданных условиях) установлено, что при трогании и действии уменьшающихся тормозных сил на последних вагонах максимальные продольные межвагонные силы изменяются вдоль состава по полиномиальной зависимости третьей степени. Определено, что неполный отпуск тормозов в последней трети поезда (в выбранных условиях) увеличивает максимальную продольную нагрузку на 2,22–6,23 %.

Финансирование: автор заявляет об отсутствии внешнего финансирования при проведении исследования.
Funding: the author received no financial support for the research, authorship, and publicaton of this article.

Конфликт интересов: автор заявляет об отсутствии конфликта интересов и не имеет финансовой заинтересованности в представленных материалах и методах.

Conflict of interest: the author declares no conflict of interest and no financial interests in any material discussed in this article.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ / REFERENCES

1. Болдырев А. П., Гуров А. М. Эффективность применения высокоэнергоемких поглощающих аппаратов на грузовых вагонах // Транспорт Российской Федерации. 2014. № 3 (52). С. 43–44 [Boldyrev A. P., Gurov A. M. Efficiency of using high energy-consumption cushioning devices in freight wagons. *Transport of the Russian Federation*. 2014;(3):43-44. (In Russ.)]. EDN: https://elibrary.ru/sghmbf.

2. Гребенюк П. Т. Продольная динамика поезда. М.: Интекст, 2003. 95 с. [Grebenyuk P.T. *Longitudinal train dynamics*. Moscow: Intext Publ.; 2003. 95 p. (In Russ.)].

3. Давыдов Ю. А., Пляскин А. К., Демин П. В. Работа автосцепных устройств локомотивов на перевальных участках // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2013. № 2 (38). С. 199–203 [Davydov Yu. A., Plyaskin A. K., Dyomin P.V. Operation of locomotives couplers on the mountain. *Modern technologies. System analysis. Modeling*. 2013;(2):199-203. (In Russ.)]. EDN: https://elibrary.ru/qclyab.

4. Власов В. В. Рекомендации, предупреждающие обрыв поезда: из блокнота машиниста-инструктора по автотормозам // Локомотив. 2011. № 2 (650). С. 27–29 [Vlasov V. V. Recommendations to prevent train breakage. From the notebook of a driver-instructor on auto brakes. *Lokomotiv*. 2011;(2):27-29. (In Russ.)]. EDN: https://elibrary.ru/nygilr.

5. Автосцепное устройство железнодорожного подвижного состава / В. В. Коломийченко [и др.]. М.: Транспорт, 1991. 232 с. [Kolomiychenko V. V., Kostina N. A., Prohorenkov V. D., Belyaev V. I. *Automatic coupler of railway rolling stock*. Moscow: Transport Publ.; 1991. 232 p. (In Russ.)].

6. Сахаров П. А. Оценка влияния параметров силовых характеристик поглощающих аппаратов на силы между вагонами поезда // Известия Транссиба. 2019. № 3 (39). С. 78–88 [Saharov P. A. Estimation of the influence of damping devices force characteristics on the forces between train cars. *Journal of Transsib Railway Studies*. 2019;(3):78-88. (In Russ.)]. EDN: https://elibrary.ru/tdkdvq.

7. Шимановский А. О., Сахаров П. А. Влияние зазоров в автосцепных устройствах на продольные силы в межвагонных соединениях однородного поезда // Механика машин, механизмов и материалов. 2019. № 2 (47). С. 42–50 [Shimanovskiy A. O., Saharov P. A. Effect of gap clearances in automatic coupling devices on longitudinal forces in intercar connections of homogeneous train. *Mechanics of Machines, Mechanisms and Materials*. 2019;(2):42-50. (In Russ.)]. EDN: https://elibrary.ru/bopipv.

8. Mohammadi S., Serajian R. Effects of the change in autocoupler parameters on in-train longitudinal forces during brake application. *Mechanics & Industry*. 2015;16(2):205. https://doi.org/10.1051/meca/2014073.

9. Блохин Е. П., Манашкин Л. А. Динамика поезда (нестационарные продольные колебания). М.: Транспорт, 1982. 222 с. [Blokhin E. P., Manashkin L. A. *Train dynamics (non-stationary longitudinal vibrations)*. Moscow: Transport Publ.; 1982. 222 p. (In Russ.)].

10. Wei W., Zhang Y., Zhang J., Zhao X. Influence of quick release valve on braking performance and coupler force of heavy haul train. *Railway Engineering Science*. 2023;31:153-161. https://doi.org/10.1007/s40534-022-00301-1.

11. Zhang Y., Wei W., Liu B., Zhang J. The effect of controllable train-tail devices on the longitudinal impulse of the combined trains under initial braking. *Railway Engineering Science*. 2023;31:172-180. https://doi.org/10.1007/s40534-022-00299-6.

12. Bouchama H. F., Defoort M., Berdjag D., Lauber J. Design of sliding mode observer for the estimation of train car positions and in-train forces. *IFAC PapersOnLine*. 2021;54(4):98-105. https://doi.org/10.1016/j.ifacol.2021.10.017.

13. Ермоленко И. Ю., Морозов Д. В., Асташков Н. П. Влияние продольных нагрузок на безопасность движения при эксплуатации на горно-перевальных участках пути // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения (Вестник РГУПС). 2021. № 2 (82). С. 104–111 [Ermolenko I. Yu., Morozov D. V., Astashkov N. P. Influence of longitudinal loads on traffic safety when operating on mountain passway sections. *Vestnik Rostovskogo gosudarstvennogo universiteta putey soobshcheniya (Vestnik RGUPS)*. 2021;(2):104-111. (In Russ.)]. https://doi.org/10.46973/0201-727X_2021_2_104.

14. Языков В. Н. Численное моделирование динамики поезда в режиме реального времени // Вестник Брянского государственного технического университета. 2015. № 2. С. 123–126 [Yazykov V. N. Numerical simulation of train dynamics in real time mode. *Bulletin of*

Bryansk state technical university. 2015;(2):123-126 (In Russ.)]. https://doi.org/10.12737/22912.

15. Gao Gj., Chen W., Zhang J., Dong H., Zou X., Li J., et al. Analysis of longitudinal forces of coupler devices in emergency braking process for heavy haul trains. *Journal of Central South University*. 2017;24(10): 2449-2457. https://doi.org/10.1007/s11771-017-3656-9.

16. Сахаров П. А. Расчетно-экспериментальный метод исследования продольной динамики поезда // Механика. Исследования и инновации. 2020. № 13. С. 128–140 [Sakharov P.A. Calculation and experimental method for train longitudinal dynamics research. *Mechanics. Researches and Innovations*. 2020;(13):128-140. (In Russ.)]. EDN: https://elibrary.ru/cprezo.

17. Шимановский А. О., Сахаров П. А., Коваленко А. В. Моделирование продольной динамики поезда в среде программного комплекса MSC.ADAMS // Актуальные вопросы машиноведения. 2018. Т. 7. С. 75–78 [Shimanovskiy A. O., Sakharov P. A., Kovalenko A. V. Modeling of train longitudinal dynamics in MSC. ADAMS software. *Aktual'nyye voprosy mashinovedeniya*. 2018;7:75-78. (In Russ.)]. EDN: https://elibrary.ru/vrueef.

18. Ступин Д. А., Беляев В. И. Исследование влияния энергоемкости поглощающих аппаратов на продольные усилия в наливном поезде // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта. 2016. Т. 75, № 3. С. 154–160 [Stupin D. A., Belyaev V. I. Research of influence of energy consumption of draft gears on longitudinal forces in the tank car train. *Russian Railway Science Journal*. 2016;75(3):154-160. (In Russ.)]. https://doi.org/10.21780/2223-9731-2016-75-3-154-160.

19. Исследование продольной нагруженности грузовых вагонов, оснащенных фрикционными поглощающими аппаратами нового исполнения, при переходных режимах движения поезда / А. С. Васильев [и др.] // Вестник Брянского государственного технического университета. 2014. № 1. С. 12–17 [Vasiliev A. S., Boldyrev A. P., Keglin B. G., Gurov A. M. Research of freight cars longitudinal loading equipped new frictional absorbing devices. *Bulletin of Bryansk state technical university*. 2014;(1):12-17. (In Russ.)]. https://doi.org/10.12737/23366.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРЕ

Егор Александрович ПОТАХОВ,
канд. техн. наук, инженер, технический отдел, служба подвижного состава Управления метрополитена, Петербургский метрополитен (190013, Санкт-Петербург, Московский пр., д. 28), https://orcid.org/0000-0003-4206-9148

INFORMATION ABOUT THE AUTHOR

Egor A. POTAKHOV,
Cand. Sci. (Eng.), Engineer, Engineering Division, Rolling Stock Department, St. Petersburg Metro (190013, St. Petersburg, 28, Moskovskiy Ave.), https://orcid.org/0000-0003-4206-9148

Автор прочитал и одобрил окончательный вариант рукописи.
The author has read and approved the final manuscript.

Статья поступила в редакцию 16.08.2023, рецензия от первого рецензента получена 18.09.2023, рецензия от второго рецензента получена 26.09.2023, принята к публикации 30.10.2023.

The article was submitted 16.08.2023, first review received 18.09.2023, second review received 26.09.2023, accepted for publication 30.10.2023.

ТРУДЫ ВНИИЖТ

Рожицкий, Дмитрий Борисович. Нетяговая энергетика железнодорожного транспорта. Нормирование потребления топливно-энергетических и водных ресурсов / Д. Б. Рожицкий. – Москва : РАС, 2022. – 324 с.

Книга содержит необходимые сведения о структуре энергетики железнодорожного транспорта с учетом ее разделения на тяговую и нетяговую компоненты. Показаны доли этих составляющих. Рассмотрены базовые положения о формировании топливно-энергетических балансов и основы нормирования ресурсов применительно к нетяговой энергетике.

Приведены общие положения, методики и примеры расчета нормирования потребления электрической энергии на нетяговые нужды, котельно-печного топлива для котельных и теплоты для стационарных потребителей, включая потребности в ресурсах на отопление, вентиляцию, горячее водоснабжение и различные теплотехнологии, основных видов моторного топлива, применяемого как в автотранспорте, так и для обеспечения работы специализированной техники, осуществляющей работы по прокладке и ремонту железнодорожных путей, а также нормирование водопотребления и определение объемов водоотведения для железнодорожных потребителей.

Издание адресовано в первую очередь инженерам-энергетикам, инженерам по водоснабжению, занимающимся вопросами в области нормирования потребления топливно-энергетических и водных ресурсов, а также вопросами эффективного их использования на нетяговые нужды железнодорожного транспорта. Может быть использовано специалистами других отраслей при решении аналогичных задач, а также научными работниками и студентами высших учебных заведений соответствующих специальностей.

По вопросам приобретения книги обращаться по адресу: 129626, г. Москва, 3-я Мытищинская ул., д. 10, Научно-издательский отдел АО «ВНИИЖТ».

Тел.: (495) 602-83-01, e-mail: journal@vniizht.ru, www.vniizht.ru