

УДК 629.4:004.94

П. А. САХАРОВ

Белорусский государственный университет транспорта, Гомель, Беларусь

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОДОЛЬНЫХ СИЛ В ГРУЗОВЫХ ПОЕЗДАХ ПРИ ДВИЖЕНИИ ПО ПЕРЕЛОМАМ ПРОДОЛЬНОГО ПРОФИЛЯ ПУТИ

Рассмотрено движение грузового поезда по переломам продольного профиля пути. На основании математической модели составлена компьютерная модель в среде MSC.ADAMS. Проведены расчеты динамики грузового поезда в режимах холостого хода, тяги и электродинамического торможения. Оценено влияние величины угла перелома продольного профиля пути и радиуса сопряжения в вертикальной плоскости на продольные силы, действующие в межвагонных соединениях однородного поезда.

Ключевые слова: грузовый поезд, продольная сила, перелом продольного профиля, электрическое торможение.

Безопасность движения поездов обеспечивается соблюдением нормативных документов как при проектировании железнодорожных линий и подвижного состава, так и при их эксплуатации. Современные нормы и правила основываются на результатах исследований ученых и опыте эксплуатации железных дорог. Однако совершенствование технологий и методов строительства дорог, локомотивов и вагонов, конструкционных и эксплуатационных материалов часто требует выполнения дополнительного анализа ситуации. В частности, для Белорусской железной дороги вопрос обеспечения безопасности движения приобрел особую актуальность после схода грузовых вагонов с рельсов при использовании электрического торможения локомотивом БКГ1. В результате пересмотра в сторону ужесточения требований к использованию данного вида тормоза существенно снизилась возможность его применения на дороге, что приводит к увеличению эксплуатационных затрат на движение грузовых поездов.

Устойчивость движения вагонов зависит от продольных сил, возникающих в автосцепных устройствах. Рост продольных сил растяжения может привести к разрыву поезда, а сил сжатия – к выжиманию вагонов из рельсовой колеи. Наибольшие значения продольных сил возникают при переходных (неустановившихся) режимах движения, т. к. в этом случае к внешним силам (силе тяги или торможения) прибавляются еще и силы инерции от динамических перемещений вагонов. При таких режимах силы в ударно-тяговых приборах могут существенно превосходить приложенную к локомотиву (при тяге или электродинамическом торможении) внешнюю силу. Переходные процессы возникают при движении поезда по переломному продольному профилю пути. Подробное их изучение позволит выработать соответствующие рекомендации по управлению движением поезда и повысить безопасность.

Фундаментальные исследования режимов ведения поезда, в частности при движении через переломы продольного профиля пути, выполнены академиком В. А. Лазаряном [1]. Для изучения общих закономерностей продольных колебаний вагонов в составе поезда он впервые в мировой практике использовал метод электрического моделирования, в основу которого легла аналогия между электрической моделью, состоящей из одного контура, и механической системой с одной степенью свободы. В работах В. А. Лазаряна также подробно изучены вопросы трогания и торможения однородного и неоднородного поездов [2].

Основные расчетные схемы и методы решения задач о продольных колебаниях вагонов при неустановившемся движении поезда рассмотрены М. Ф. Вериго [3]. В своей работе он обобщил передовой опыт ведущих ученых и показал, что при медленном увеличении силы тяги наибольшие значения сил в автосцепках не превышают этой силы тяги. В то же время резкое увеличение этой силы при определенных условиях приводит к значительному возрастанию силы в середине состава. Подчеркивается, что на течение динамических процессов в поезде оказывают существенное влияние конструкция и характеристики поглощающих аппаратов ударно-тяговых приборов.

В работе Е. П. Блохина и Л. А. Манашкина [4] всесторонне рассмотрено влияние переломов продольного профиля пути на динамические процессы в поезде. Например, подробно изложены результаты исследований движения поезда в режиме «выбега». Акцентируется, что наиболее неблагоприятным с позиции уровня продольных сил является въезд на участок пути с профилем вогнутого очертания полностью растянутого поезда. Изучено движение поезда по участку пути, содержащему два излома, а также следование по участкам с перевалистым профилем при управляющих воздействиях. Представленные результаты исследований были использованы при обосновании норм проектирования продольного профиля железных дорог.

В отличие от режимов тяги и электрического торможения, когда сила постоянно остается приложенной к локомотиву, в процессе пневматического торможения источник возмущений перемещается вдоль поезда со скоростью тормозной волны, находящейся в пределах от 70 до 330 м/с. Поэтому П. Т. Гребенюк в работе [5] особое внимание уделил исследованию распространения продольных возмущений в поезде при движущемся их источнике. Он сделал вывод о существовании определенной скорости движения источника возмущений (около 100 м/с для межвагонных соединений с зазорами), при которой возникают максимальные продольные силы в поезде.

Практические рекомендации по управлению поездом при переходных режимах движения и, в частности, на переломах продольного профиля пути рассмотрены в [6]. Были изучены основные особенности управления локомотивом в режимах тяги, пневматического и рекуперативного торможения, причины и методы предотвращения разрыва поезда. В качестве основных

причин разрыва поезда по вине машиниста выделены неверные действия последнего при трогании поезда с места и недостаточный учет особенностей профиля пути. Чтобы не допустить появления оттяжек и набеганий вагонов в поезде, рекомендовано повысить плавность ведения за счет постепенного наращивания сил тяги или торможения, выдержки необходимого промежутка времени при каждом переключении.

В работе [7] исследовано движение грузового поезда по переломам продольного профиля пути в режимах выбега и торможения. Получено, что величина радиуса сопряжения отрезков пути с постоянными уклонами оказывает влияние на уровень максимальных сжимающих сил и в значительно меньшей мере – на значения растягивающих. Также выполнена оценка влияния параметров силовых характеристик поглощающих аппаратов на уровень продольных сил в межвагонных соединениях при переходных режимах движения [8]. На основании сравнения пружинно-фрикционных поглощающих аппаратов с фрикционно-полимерными сделан вывод о снижении возникающих в автоцепках максимальных сил при использовании поглощающих аппаратов с повышенной энергоемкостью силовых характеристик амортизаторов.

В ряде работ осуществлено моделирование динамики поезда в среде программного комплекса «Универсальный механизм». Исламов А. Р. рассмотрел движение поезда по участкам с различными переломами продольного профиля с целью определения сил в межвагонных соединениях. Предложено для проектируемых (реконструируемых) железнодорожных линий с учетом конкретных ситуаций определять с помощью компьютерного моделирования экономически более выгодные решения, связанные с параметрами движения поездов [9]. Языковым В. Н. рассмотрена методика моделирования динамики поезда в режиме реального времени, представлен пример ее использования для разработки тренажера машиниста поезда [10].

Сравнительный анализ продольной динамики поезда при переходных режимах движения рассмотрен в работе [11]. Изучены основные причины, которые обуславливают возникновение значительных сил, действующих на подвижной состав железных дорог различных стран.

Современные средства вычислительной техники и прикладное программное обеспечение позволяют осуществлять уточненное определение продольных сил в поезде при движении по пути различного профиля. Целью представленной работы является анализ сил в межвагонных соединениях при переходных режимах движения грузовых поездов.

В общем случае движение поезда из n вагонов описывается системой дифференциальных уравнений:

$$\left. \begin{aligned} m_n \ddot{x}_n - T_1 - m_n g \sin \alpha_n + R &= 0; \\ m_k \ddot{x}_k + T_k - T_{k+1} + S_k - m_k g \sin \alpha_k &= 0; k = 1, n \dots, n-1; \\ m_n \ddot{x}_n + T_n + S_n - m_n g \sin \alpha_n &= 0, \end{aligned} \right\}, \quad (1)$$

где m_d – масса локомотива; \ddot{x}_k, \ddot{x}_d – продольное ускорение k -го вагона и локомотива соответственно ($k = 1, 2, \dots, n$); T_k – силы, действующие со стороны междвагонных соединений; g – ускорение свободного падения; α_k, α_d – уклон пути, по которому движется k -й вагон и локомотив; R – внешняя сила, действующая на локомотив (тяги или электродинамического торможения), включающая в себя силы сопротивления движению; S_k – сила сопротивления движению k -го вагона, зависимость которых от скорости приведена в [12].

В приведенной математической модели поезд представляет собой цепочку твердых тел, соединенных связями, отражающими характеристики автоцепных устройств. Силы в междвагонных соединениях при использовании пружинно-фрикционного поглощающего аппарата определяются в соответствии с выражением

$$T_k = c(x_k - x_{k-1}) + K(\dot{x}_k - \dot{x}_{k-1}), \quad (2)$$

где c – коэффициент жесткости упругих элементов в междвагонных соединениях; x_k, \dot{x}_k – соответственно перемещение и скорость k -го вагона; K – коэффициент демпфирования.

Разработана компьютерная модель в среде программы MSC.ADAMS/View, соответствующая описанной математической модели (рисунок 1). В ней вагоны считаются абсолютно твердыми телами, массы которых сосредоточены в их центрах масс, причем вертикальные колебания и угловые перемещения вагонов отсутствуют; междвагонные связи представляются в виде пружин с постоянными значениями коэффициентов жесткости и демпфирования, а зазоры в междвагонных связях отсутствуют.

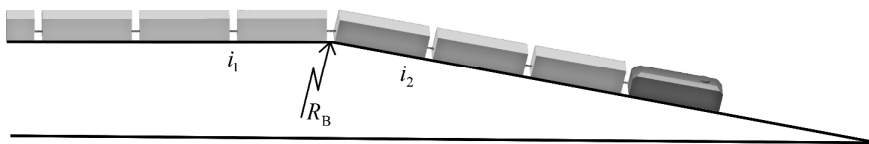


Рисунок 1 – Модель поезда при движении по перелому продольного профиля пути

На переломах профиля для уменьшения вертикальных ускорений и обеспечения необходимой плавности движения устраивают вертикальные кривые. Величина радиуса этих кривых зависит от скоростей движения. Согласно [13] смежные элементы продольного профиля пути следует сопрягать в вертикальной плоскости кривыми радиусом R_b (см. рисунок 1), зависящим от категории железнодорожной линии и равным 5 км и более. Нормами также рекомендуется не превышать максимальную алгебраическую разность уклонов смежных элементов 13 ‰.

Проведены исследования движения однородного грузового поезда по переломам продольного профиля пути с разностью уклонов смежных элементов до 13 ‰ при различных режимах движения и радиусах сопряжения элементов профиля.

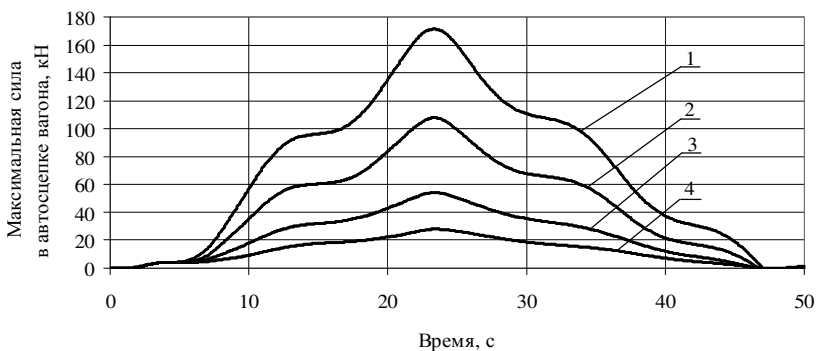
Рассмотрено движение однородного поезда с составом, состоящим из 62 вагонов массой 80 т брутто каждый. Межвагонные соединения моделируются пружинами с коэффициентами жесткости 11 МН/м и демпфирования 1 МН·с/м, находящимися в начальный момент движения в ненагруженном состоянии.

При анализе движения поезда с начальной скоростью 80 км/ч в режиме холостого хода с горизонтальной площадки на подъем различной крутизны и радиуса сопряжения в вертикальной плоскости получены следующие результаты:

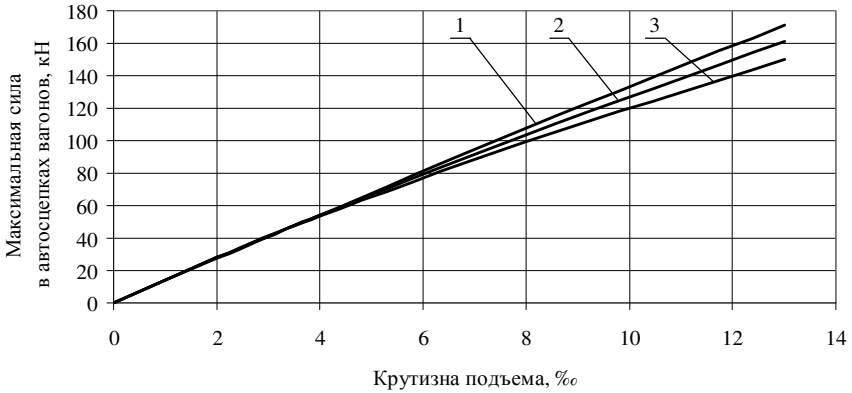
- значение времени достижения максимальной силы для конкретного вагона при различных уклонах практически не изменяется, как это следует из рисунка 2, на котором представлены зависимости продольных сил в 29-м межвагонном соединении от времени при $R_B = 5$ км;

- максимальная сила, возникающая в межвагонных соединениях поезда, возрастает линейно при увеличении крутизны подъема от 0 до 13 ‰ (рисунок 3). Ее максимальное значение зависит от радиуса сопряжения элементов профиля и составляет при движении на подъем 13 ‰: 150 кН ($R_B = 15$ км), 161 кН ($R_B = 10$ км), 171 кН ($R_B = 5$ км). Для подъемов крутизной до 5 ‰ максимальная сила в автосцепках практически одинакова при всех радиусах сопряжения элементов;

- максимальные силы в автосцепках наблюдаются в середине однородного состава и для рассмотренного в модели поезда из 62 вагонов возникают между 28–30 вагонами (рисунок 4).

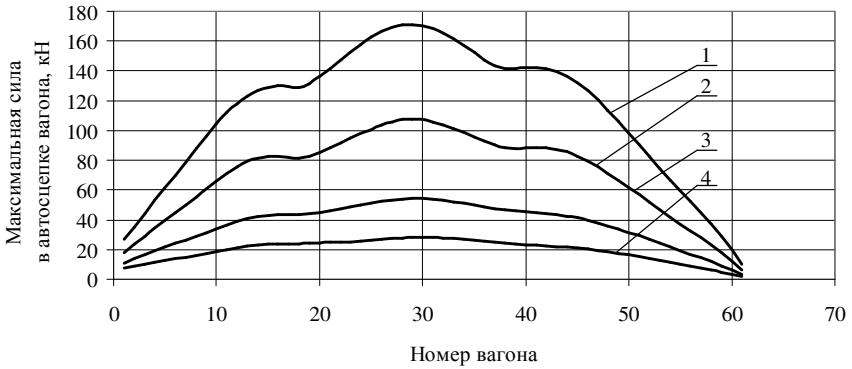


Крутизна подъема: 1 – $i = 13$ ‰; 2 – $i = 8$ ‰; 3 – $i = 4$ ‰; 4 – $i = 2$ ‰
Рисунок 2 – Зависимость силы в автосцепке вагона от времени



Радиус сопряжения элементов: 1 – $R_{в} = 5$ км; 2 – $R_{в} = 10$ км; 3 – $R_{в} = 15$ км

Рисунок 3 – Зависимость максимальных сил в автосцепках поезда от крутизны подъема



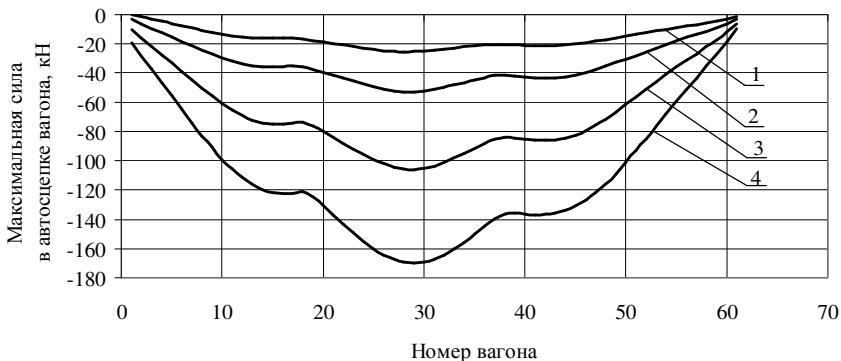
Крутизна подъема: 1 – $i = 13$ ‰; 2 – $i = 8$ ‰; 3 – $i = 4$ ‰; 4 – $i = 2$ ‰

Рисунок 4 – Зависимость максимальных сил в автосцепках поезда от номера вагона

При моделировании движения поезда в режиме холостого хода с горизонтальной площадки на спуск при тех же исходных данных, которые использовались для движения на подъем, получены схожие зависимости. Принципиальное отличие заключается в характере действия сил в межвагонных соединениях: при движении на подъем в упругих элементах действуют силы сжатия, а при движении на спуск – растяжения (рисунок 5).

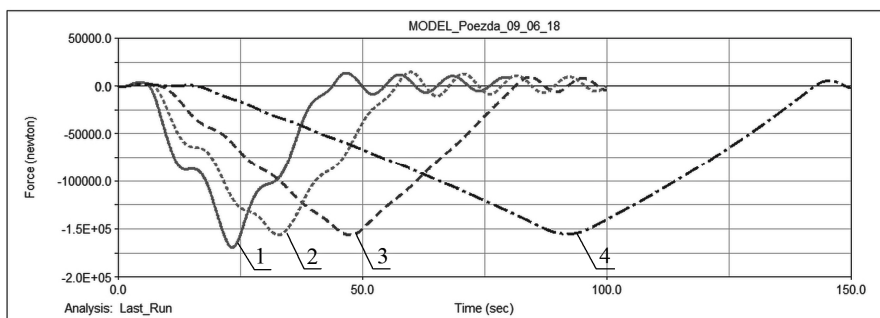
Для движения с площадки на спуск 13 ‰ в режиме холостого хода рассмотрено влияние начальной скорости движения поезда на характер изменения сил в автосцепках. Изменение усилий в наиболее нагруженном 29-м

межвагонном соединении с течением времени представлено на рисунке 6 (графическое отображение в среде пакета MSC.ADAMS). Результаты расчетов показали, что значения максимальных сил практически не зависят от скорости движения и с уменьшением последней длительность их воздействия увеличивается. Данный вывод справедлив и для движения поезда на подъем.



Крутизна спуска: 1 – $i = 2 ‰$; 2 – $i = 4 ‰$; 3 – $i = 8 ‰$; 4 – $i = 13 ‰$

Рисунок 5 – Зависимость максимальных сил в автосцепках поезда от номера вагона при движении на спуск с радиусом сопряжения элементов $R_b = 5$ км

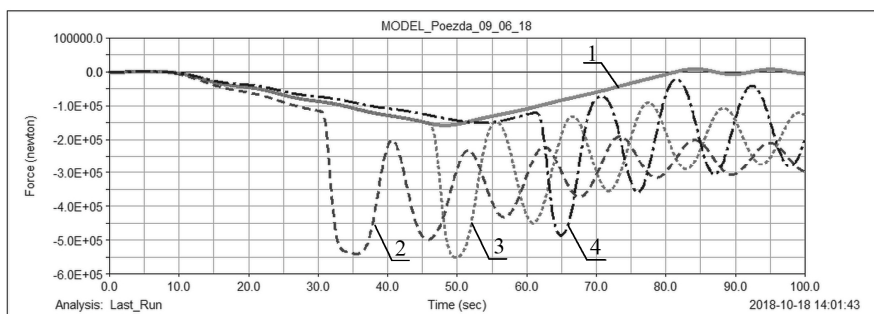


Начальная скорость движения: 1 – 80 км/ч; 2 – 60 км/ч; 3 – 40 км/ч; 4 – 20 км/ч

Рисунок 6 – Изменение силы в 29-м межвагонном соединении при движении в режиме холостого хода с площадки на спуск

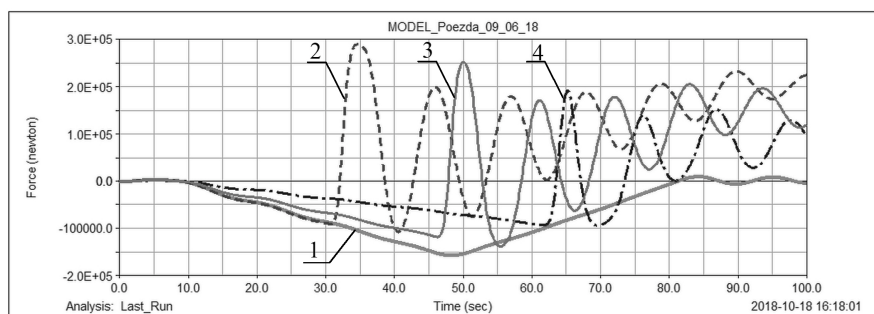
Характер изменения сил в межвагонных соединениях в режимах тяги и электродинамического торможения при тех же начальных условиях, что и в расчетах для холостого хода, изучен с помощью имитационного моделирования для наиболее сложных случаев движения с площадки на подъем и с площадки на спуск крутизной 13 ‰ (при $R_b = 5$ км).

Для случая движения на спуск с начальной скоростью 40 км/ч рассмотрены случаи перехода с режима холостого хода в режим тяги (мгновенное изменение силы тяги на 400 кН) и в режим электродинамического торможения (мгновенное изменение тормозной силы на 400 кН) на 30, 45, 60-й секундах. Результаты расчетов для режима тяги представлены в виде графиков зависимости сил в наиболее нагруженных межвагонных соединениях поезда от времени (рисунок 7). Для режима торможения представлены зависимости сил в автосцепках с наибольшими усилиями растяжения (рисунок 8) как наиболее значимые для понимания происходящих в поезде динамических процессов.



1 – 31-я автосцепка (холостой ход); 2 – 21-я автосцепка (тяги с 30 с); 3 – 31-я автосцепка (тяги с 45 с); 4 – 36-я автосцепка (тяги с 60 с)

Рисунок 7 – Изменение сил в наиболее нагруженных межвагонных соединениях поезда в режиме тяги

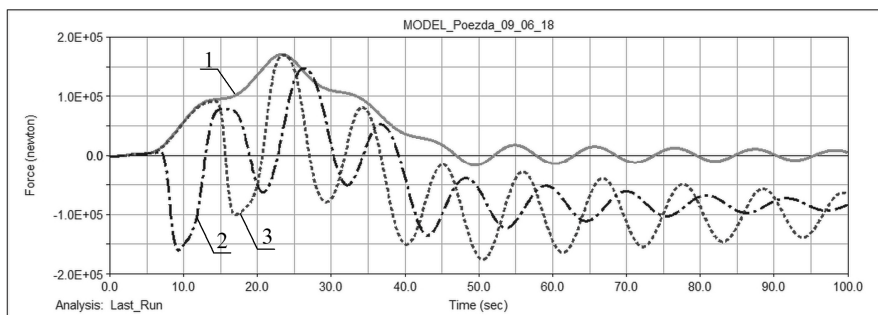


1 – 31-я автосцепка (холостой ход); 2 – 30-я автосцепка (торможение с 30 с); 3 – 38-я автосцепка (торможение с 45 с); 4 – 49-я автосцепка (торможение с 60 с)

Рисунок 8 – Изменение сил в межвагонных соединениях с наибольшими силами растяжения при движении поезда в режиме торможения

Исходя из представленных графиков (см. рисунки 7 и 8), можно сделать вывод, что на происходящие в поезде на переломах профиля пути динамические процессы оказывают влияние внешние силы, которые соответствуют значениям сил в автосцепках поезда, движущегося в режиме холостого хода. Так, для случая перехода в режим тяги сила $F_T = 400$ кН в сочетании с максимальными силами растяжения холостого хода, равными 155 кН, привели к росту сил в середине поезда до величины 550 кН. В то же время для режима торможения те же силы привели к возникновению сил растяжения в автосцепках второй половины поезда. Таким образом, на результаты расчетов для режимов тяги и торможения существенно влияют силы в межвагонных соединениях на холостом ходу.

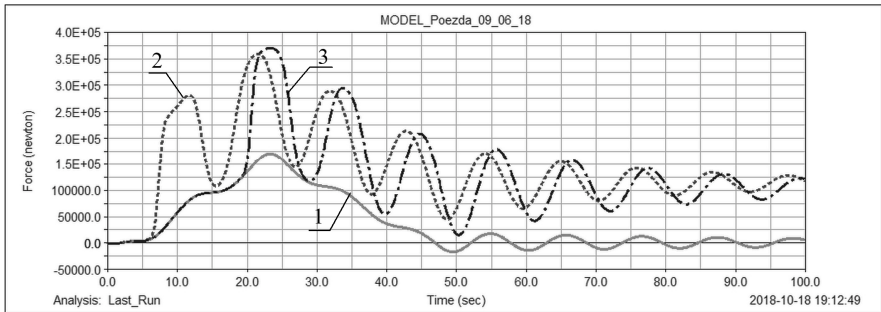
Для случая движения на подъем 13 ‰ с начальной скоростью 80 км/ч рассмотрены случаи перехода в режим тяги с силой 200 кН непосредственно в момент проследования перелома профиля пути (на 5-й секунде) и через 8 с после этого (на 13-й секунде). Силы упругого сжатия, возникшие из-за движения поезда по перелому продольного профиля, способствовали возникновению сжимающих сил в предварительно растянутых под действием силы тяги упругих элементах. Максимальные значения сжимающих сил соответствуют значениям для режима холостого хода (рисунок 9).



1 – 29-я автосцепка (холостой ход); 2 – 35-я автосцепка (тяги, начиная с 5 с);
3 – 30-я автосцепка (тяги с 13 с)

Рисунок 9 – Изменение сил в межвагонных соединениях с наибольшими силами растяжения при движении в режиме тяги

Наибольшие продольные силы возникают при движении поезда на подъем в режиме торможения, т. к. в этом случае силы сжатия состава от действия изменяющегося профиля складываются с силами торможения. Для случая движения на подъем 13 ‰ с начальной скоростью 80 км/ч при действии тормозной силы 200 кН на 5-й и 18-й секундах максимальные продольные силы возникли в 26-й и 29-й автосцепках соответственно (рисунок 10). Их величина составила около 370 кН.



1 – 29-я автосцепка (холостой ход); 2 – 26-я автосцепка (торможение с 5 с); 3 – 29-я автосцепка (торможение с 18 с)

Рисунок 10 – Изменение сил в межвагонных соединениях с наибольшими сжимающими силами при движении в режиме торможения

Таким образом, моделирование движения поезда в среде пакета программ MSC.ADAMS позволило оценить влияние перелома продольного профиля пути на действующие в межвагонных соединениях однородного поезда продольные силы при различных режимах движения. Установлено влияние разности уклонов смежных элементов и радиуса их сопряжения в вертикальной плоскости на действующие продольные силы в автосцепках при движении на выезде. Значения и характер их изменения согласуются с приведенной в [4] информацией.

Показано влияние начальной скорости движения по перелому профиля на длительность действия возникающих в межвагонных соединениях сил и их максимальные значения. Обоснована необходимость рассмотрения динамических процессов, происходящих в упругих элементах поезда при движении на холостом ходу, при анализе движения по переломам продольного профиля пути в режимах тяги и электрического торможения. Полученные при моделировании максимальные значения продольных сил в автосцепках (около 170 кН) на холостом ходу позволяют сделать вывод о необходимости ограничения тормозной силы локомотива при торможении на переломах с большой разностью уклонов смежных элементов. В этом случае тормозные силы локомотива могут достигать 400 кН и более, что в сочетании с внешними силами может привести к росту продольных сил более разрешенного значения 500 кН [14].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 **Лазарян, В. А.** Исследование неустановившихся режимов движения поездов / В. А. Лазарян. – М. : Трансжелдориздат, 1949. – 133 с.
- 2 **Лазарян, В. А.** Применение математических машин непрерывного действия к решению задач динамики подвижного состава железных дорог / В. А. Лазарян, С. И. Конашенко. – М. : Трансжелдориздат, 1963. – 219 с.

- 3 **Вериго, М. Ф.** Динамика вагонов / М. Ф. Вериго. – М. : ВЗИИТ, 1971. – 174 с.
- 4 **Блохин, Е. П.** Динамика поезда : Нестационарные продольные колебания / Е. П. Блохин, Л. А. Манашкин. – М. : Транспорт, 1982. – 222 с.
- 5 **Гребенюк, П. Т.** Продольная динамика поезда: Труды ВНИИЖТ / П. Т. Гребенюк. – М. : Интекст, 2003. – 95 с.
- 6 Вождение поездов: Пособие машинисту / Р. Г. Черепашенец [и др.]. – М. : Транспорт, 1994. – 304 с.
- 7 Динамическая нагруженность грузового поезда при его движении по переломам продольного профиля пути в режимах выбега и торможения / Н. Е. Науменко [и др.] // Техническая механика. – 2010. – № 4. – С. 86–90.
- 8 **Науменко, Н. Е.** Оценка влияния силовых характеристик перспективных поглощающих аппаратов на динамику грузового поезда при нестационарных режимах движения / Н. Е. Науменко, И. Ю. Хижа, А. А. Никитченко // Техническая механика. – 2009. – № 2. – С. 27–31.
- 9 **Исламов, А. Р.** Имитационное моделирование движения поезда по сопряженным элементам продольного профиля / А. Р. Исламов // Вестник Уральского гос. ун-та путей сообщения. – 2011. – № 4. – С. 77–82.
- 10 **Языков, В. Н.** Численное моделирование динамики поезда в режиме реального времени / В. Н. Языков // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2015. – № 2. – С. 123–126.
- 11 **Мусаев, Ж. С.** Сравнительный анализ продольной динамики железнодорожных экипажей при переходных режимах / Ж. С. Мусаев, В. Г. Солоненко, Т. М. Дюсенгалиева // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2013. – № 1. – С. 33–37.
- 12 Правила тяговых расчетов для поездной работы / Утв. МПС СССР 15.08.1980. – М. : Транспорт, 1985. – 287 с.
- 13 СТН Ц-01–95. Железные дороги колеи 1520 мм. – Введ. 1995-09-25. – М. : МПС РФ, 1995. – 86 с.
- 14 **Кобзев, С. А.** Продольно-динамические силы в поездах повышенной массы и длины / С. А. Кобзев // Вестник ВНИИЖТ. – 2008. – № 5. – С. 5–13.

P. A. SAKHARAU

Belarusian State University of Transport, Gomel, Belarus

INVESTIGATION OF LONGITUDINAL FORCES IN THE FREIGHT TRAINS AT ITS MOVEMENT ALONG THE TRACK LONGITUDINAL IRREGULARITIES

The movement of a freight train along the irregularities of the track longitudinal profile is considered. Based on the mathematical model, a computer model was compiled in the MSC.ADAMS environment. The calculations of the freight train dynamics at idle, thrust and electrodynamic braking modes are performed. The influence of the track profile fracture angle and the conjugation radius in the vertical plane on the longitudinal forces acting in the homogeneous train inter-car connections is estimated.

Получено 20.10.2018