

В. В. КРАВЧУК, И. И. ДОРОНИНА, Е. А. ХАРИН (Дальневосточный государственный университет путей сообщений, Россия)

ПОВЫШЕНИЕ БЕЗОПАСНОСТИ ДВИЖЕНИЯ Поездов ПОВЫШЕННОЙ МАССЫ И ДЛИНЫ

На основі аналізу причин пошкодження автозчепних пристроїв рухомого складу поїздів підвищеної маси і довжини показані найбільш ймовірні причини порушення безпеки руху поїздів. Представлені шляхи підвищення безпеки руху та причини додаткового опору руху поїзда.

На основе анализа причин повреждения автосцепных устройств подвижного состава поездов повышенной массы и длины показаны наиболее вероятные причины нарушения безопасности движения поездов. Представлены пути повышения безопасности движения и причины дополнительного сопротивления движению поезда.

Based on the analysis of causes for damage of autocoupling devices in the trains of increased weight and lengths, the most probable reasons of train traffic safety disturbances have been shown. The ways of increasing the traffic safety and the causes of additional resistance to the train movement have been presented.

Российские железные дороги вводят директивную повышенную массу и длину грузовых поездов. Правление ОАО «РЖД» считает, что оптимальным соотношением следует признать длину поезда 71 условный вагон и массу 6 тыс. тонн. Вождение таких поездов в первую очередь предстоит обеспечить на направлении Кузбасс–Северо-Запад и Кузбасс–Находка, то есть угольные направления.

В последние годы на железных дорогах Дальневосточного региона наблюдается стабильное повышение массы и длины поездов, что обусловлено возрастающими перевозками в страны Азиатско-Тихоокеанского бассейна. Рост массы и длины поездов обострил проблему обеспечения безопасности движения поездов на горных участках железных дорог с кривыми малого радиуса. О возможности появления этой проблемы в свое время предупреждал академик В. А. Лазарян.

Внедрение унифицированной массы поезда, на направлении Мариинск–Порты Приморья, было начато в ноябре 2002 года с угольными и наливными маршрутами. К тягово-энергетическим испытаниям были привлечены научные работники ВНИИЖТ, ДВГУПС, ОмГУПС и динамометрические лаборатории ВНИИЖТ, ЗабЖД и ДВЖД. Методика проведения опытных поездок была утверждена ЦТ МПС и базировалась на временной методике и инструкции по проведению опытных поездок для определения критических норм массы грузовых поездов при электровозной тяге [1]. Полигон железной дороги от Мариинска до Находки имеет ряд горных перевалов с кривыми

малого радиуса, что требует применения распределенной многократной тяги в связи с существующим тяговым подвижным составом. На Дальневосточной железной дороге горными лимитирующими участками являются Сихотэ-Алинский, Тахинский и Бархатный перевалы – участка Смоляниново–Партизанск. Наиболее трудным является Сихотэ-Алинский перевал, где имеются S-образные кривые малого радиуса до 195 м и подъемы до 28 %. Общая длина этого участка 28 км. Тяговые испытания по оценке возможности ведения поезда массой 6000 т на этом участке кратной тягой с головы двумя электровозами серии ВЛ80Р и подталкивающим трехсекционным электровозом ВЛ80С, показали, что общая нагрузка электровозов по контактной сети превышает 1100А, имело место переключение проходного зеленого сигнала на красный, в результате воздействий обратного тока в рельсовой цепи повреждены 90 % основных и дублирующих соединителей, наблюдалось уширение колеи до 4 мм, зазоры в стыках увеличились с 17 до 25 мм, а угон пути до 150 мм [1].

Дальнейшие совместные исследования ДВГУПС и ВНИИЖТ по проблеме вождения поездов повышенной массы и длины на этом горном участке ДВЖД подтвердили, что электровозы работают в интенсивном режиме с переходом в недопустимый режим [2]. Не исключается возможность появления продольных усилий в поезде, превышающих допустимые по прочности автосцепки и устойчивости вагонов.

Рекомендовано установить массу поезда для участка Уссурийск–Находка 5 500 т с использованием четырехсекционного локомотива в голове и трехсекционного в хвосте поезда.

Моделирование динамических процессов в поезде при расстановке локомотивов по схеме – 4 секции электровоза ВЛ80 в голове и 3 секции в хвосте (первый вариант), а затем 3 секции в голове и 4 секции в последней трети поезда (второй вариант) показало, что опасными являются два аварийных случая – срабатывание защиты на головном локомотиве и снятие напряжения в контактной сети. В табл. 1 приведены результаты расчетов этих усилий, выполненных ВНИИЖТ для участка Фридман-Красноармейский ДВДЖ.

Таблица 1

Продольные усилия в поезде

Вес поезда, т	Схема расположения локомотивов по поезду	Срабатывание защиты на головном локомотиве, Тс	Снятие напряжения в контактной сети, Тс
6 000	Вариант 1	$F_{сж} = 120$	$F_{раст} = 75$
5 600	Вариант 1	$F_{сж} = 105$	$F_{раст} = 70$
6 000	Вариант 2		$F_{раст} = 76$
5 800	Вариант 2	$F_{сж} = 98$	$F_{раст} = 70$

Эти расчеты выполнены при скорости движения 47 км/ч на 26 % подъеме.

Результаты расчетов ВНИИЖТ достаточно хорошо согласуются с опытными поездками. При вождении поездов массой 6 000...6 300 т на участке 7 секциями электровоза ВЛ80 отмечено значительное несоответствие фактической скорости движения поезда и расчетной. Аналогичное положение в свое время наблюдалось на обводном участке Северо-Муйского тоннеля. Это объясняется неточностью тяговых расчетов, а именно, отсутствием учета дополнительного сопротивления движению поезда при наличии S-образных кривых малого радиуса. В [3] предложены формулы для расчета дополнительного сопротивления движению в зависимости от радиуса кривой и их взаимного расположения. Так, при нахождении части поезда в двух кривых противоположного направления предложено дополнительное сопротивление учитывать по выражению

$$\omega_k = \frac{730}{R} \cdot \frac{\ell_k}{\ell_{п}},$$

где R – радиус кривой; ℓ_k – длина кривой; $\ell_{п}$ – длина поезда. Для трех кривых предложена формула

$$\omega_k = \frac{880}{R} \cdot \frac{\ell_k}{\ell_{п}}$$

и для четырех кривых

$$\omega_k = \frac{1050}{R} \cdot \frac{\ell_k}{\ell_{п}}.$$

На рис. 1 приведены зависимости дополнительного сопротивления от кривых согласно существующей формуле (зависимость 1) и зависимости 2–4 при наличии 2–4 кривых соответственно.

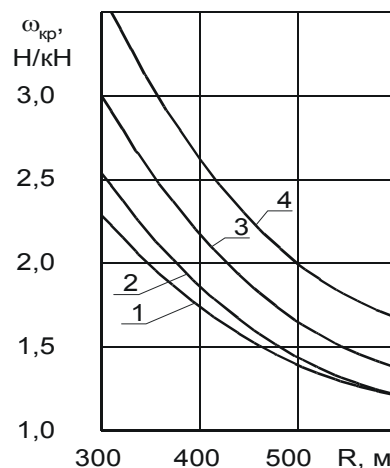


Рис. 1. Дополнительное сопротивление движению поезда от S-образных кривых

На горных участках Смоляниново-Партизанск и Дуссе-Алинь (Северный ход) ДВДЖ согласно расчетам дополнительное сопротивление движению поезда, с учетом S-образных кривых, массой 6 000 т, длиной 1 200 м составляет 3,0...4,43 Н/кН. На этих участках имеет место значительное снижение скорости движения и частые случаи обрывов автосцепок. Дополнительное сопротивление от S-образных кривых превышает до 25 % расчетное значение согласно зависимости 1.

Изучение условий движения тяжеловесных поездов по кривым малого радиуса показало, что тележки грузовых вагонов на первых метрах кривой устанавливаются в перекосное положение и сохраняют такое положение до выхода из кривой. Для определения причин, вызывающих разворот вагонных тележек в рельсовой колее, было выполнено исследование динамики вписывания вагонной тележки в кривые малого радиуса. Была разработана математическая модель вагонной тележки, позволяющая определить кинематические и динамические параметры вписывания для различных эксплуатационных условий.

Нами было проведено независимое исследование влияния изменений угла параллелограммирования вагонной тележки на силы давления гребней колес на наружный рельс в кривых малого радиуса. Использовалась математическая модель, описанная в [4].

Углом параллелограммирования тележки ниже считается угол между продольной осью колесной пары и плоскостью, перпендикулярной к продольной оси тележки. Наибольшие значения этого угла определяются величинами продольных и поперечных зазоров в узлах сопряжения корпусов букс с боковинами. При произвольном положении тележки в рельсовой колее ее продольная ось образует с соответствующей касательной к осевой линии колеи некоторый угол, называемый углом перекоса. Угол параллелограммирования λ и угол перекоса ψ взяты в качестве обобщенных координат тележки.

Возможны три режима движения тележки в кривой малого радиуса с прижатием к наружному рельсу гребня передней колесной пары: в первом режиме одновременно изменяются угол λ и угол ψ , во втором изменяется только угол λ при $\psi = 0$ (к наружному рельсу прижаты гребни обеих колесных пар), в третьем изменяется угол ψ при постоянном угле λ (рама тележки – твердое тело). Расчетами установлено, что первый режим не бывает продолжительным: на первых метрах движения тележки по кривой он сменяется либо вторым, либо третьим режимом.

В зависимости от величины зазоров в буксовых узлах тележки возможны два варианта установившегося движения тележки в кривой малого радиуса: при небольших зазорах ($\lambda_{\max} < 0,01$ рад) реализуется третий режим, при больших ($\lambda_{\max} > 0,01$ рад) – второй режим. В работе [3] указывается, что среднее значение угла параллелограммирования для тележек ЦНИИ–ХЗ–0 равно 0,0212 рад, а в условиях эксплуатации встречаются тележки, у которых λ_{\max} может быть более 0,0524 рад [5]. Значит, в эксплуатационных условиях движения тележек в кривых малого радиуса чаще встречается второй режим. Это согласуется и с экспериментальными данными, упомянутыми в [6].

В табл. 2 приведены результаты расчетов по определению максимальных значений сил нормального давления на наружный рельс гребней колес первой (N_1) и второй (N_2) колесных пар передней тележки четырехосного груженого полувагона, расположенного в середине состава, движущегося со скоростью 10 м/с в кривой радиуса 300 м при возвышении наружного рельса 0,15 м, ширине колеи 1,53 м, продольном уклоне пути 0,025; λ_0 и ψ_0 – начальные значения углов (принято $\dot{\lambda}_0 = 0$ и $\dot{\psi}_0 = 0$), t – время от начала движения до момента стабилизации соответствующего режима.

Из табл. 2 видно, какими параметрами характеризуются установившиеся режимы движения тележки для конкретных исходных данных. Были выполнены расчеты и для других исходных данных. Во всех случаях условия реализации установившихся режимов соответствовали описанным выше закономерностям. Характерно, что силы давления на наружный рельс растут с увеличением угла. Результаты, приведенные в таблице, соответствуют случаю, когда в узлах тележки отсутствует трение. Учет трения приводит к изменению только времени t , иногда в несколько раз.

Таблица 2

Второй режим движения тележки в кривой				
λ_0 , рад	λ_{\max} , рад	t , с	N_1 , кН	N_2 , кН
0	0,02	1	61,02	43,65
	0,05	2,7	150,76	133,39
0,01	0,02	0,54	64,74	47,37
	0,05	2,1	174,10	120,72
0,02	0,02	0	64,73	47,30
	0,05	1,6	148,71	131,33
0,03	0,02	0	92,74	75,30
	0,05	1	145,04	127,67
0,04	0,02	1	120,74	103,30
	0,05	0,6	151,93	134,56

Значения сил N_1 и N_2 (табл. 2) получены в предположении, что в процессе изменения угла параллелограммирования λ_0 до λ_{\max} касательные силы в точках контакта с рельсами поверхностей катания колес определяются гипотезой крипа. Были выполнены расчеты и для случаев, когда силы крипа сменяются постоянными по величине силами сухого трения. В этих случаях значения N_1 и N_2 получились меньше, чем в соответствующих строках табл. 2, особенно для $\lambda_{\max} = 0,05$ рад; суммарное давление на наружный рельс оставалось по-прежнему значительным.

Выполненные исследования убедительно показали, что возможность чрезмерно большого увеличения угла параллелограммирования вагонных тележек при вписывании в кривые малого радиуса может быть одной из основных причин роста интенсивности бокового износа рельсов и обрыва автосцепок.

Если зазоры в буксовых узлах тележки позволяют увеличивать угол параллелограммирования до значений, больших 0,01 рад, то при установившемся движении тележки в кривой гребни обеих колесных пар будут прижаты к наружному рельсу; угол параллелограммирования стремительно увеличивается до значений, соответствующих полной выборке зазоров в буксовых узлах; суммарное давление на наружный рельс гребней колес такой тележки может стать в несколько раз больше давления на рельс гребня передней колесной пары тележки с малыми зазорами в буксовых узлах и углом параллелограммирования меньше 0,01 рад.

Чтобы существенно уменьшить интенсивность бокового износа рельсов в кривых малого радиуса, надо исключить из эксплуатации вагонные тележки с предельным углом параллелограммирования более 0,01 рад. Этого можно добиться ужесточением допусков на продольные и поперечные зазоры в узлах сопряжения корпусов букс с боковинами.

Комплексный анализ модели показал, что для тяжеловесных поездов надо разработать особые режимы движения по кривым малого радиуса: продольные силы в составе, скорость движения, возвышение наружного рельса должны быть такими, чтобы не было перегрузки внутреннего рельса. Тогда перекашивание тележек в рельсовой колее возникать не будет, вписывание тележек в кривые будет требовать меньше затрат энергии локомотива, боковой износ рельсов и гребней колес будет в нормальных пределах.

Представляется необходимым высказать еще одно замечание по проблеме пропуска поездов повышенной массы и длины на горных участках, когда имеется явное несоответствие возвышения наружного рельса и скорости движения поезда.

Такие случаи не редкость при состоянии пути в настоящее время, когда по причине износа рельсов или других дефектов устанавливается ограничение скорости, а возвышение остается прежним.

Известно, что непогашенное ускорение движения поезда рассчитывается по формуле

$$\tau = \frac{v^2}{13R} - \frac{h}{S} g,$$

где v – скорость, $\frac{\text{км}}{\text{ч}}$; R – радиус круговой кривой, м; h – возвышение наружного рельса, мм; S – расстояние между кругами катания колес, равное для нормальной колеи 1600 мм.

В случае, если длина поезда больше длины кривой, то дополнительное сопротивление от кривой рассчитывается по формуле

$$w_r = \left(\frac{200}{R} + 1,5\tau \right) \frac{l_k}{l_n}.$$

Расчеты показали, что при ограничении скорости движения или невозможности выдержать скорость в кривых для вышеназванных горных участков 60...40 км/ч суммарное дополнительное сопротивление для поезда длиной 1200 м будет составлять 2,78...3,08 Н/кН, что приводит к значительным перегрузкам локомотивов и появлению продольно-динамических колебаний, способствующих обрывам автосцепок.

Как отмечается в [7] при ведении поезда повышенной массы и длины на горных участках железных дорог наблюдаются высокоамплитудные колебания при проходе S-образных кривых. Так, на участке Анисимовка–Тигровый, с помощью акселерометров производства Analog Devices ADXL–105 EM3, размещенных по длине поезда, выявлены «иглообразные» импульсы амплитудой до 2,78 g продолжительностью 0,1...0,15 мс. С природой появления таких кратковременных импульсов по длине поезда следует еще разобраться, хотя возможность их фиксации при современной методике постановки эксперимента, на наш взгляд, позволит дать ответ: – почему при нормальном режиме ведения поезда имеют место обрывы автосцепок «по живому» в головке автосцепки (рис. 2) или хвостовике автосцепки (рис. 3). При проведении технических экспертиз по этим обрывам были рассчитаны усилия на обрыв, которые в первом случае составили 3925 кН, а во втором – 4297 кН.



Рис. 2. Разрыв автосцепки в поезде на перегоне Дормидонтовка–Аскап–Верино



Рис. 3. Разрыв хвостовика в поезде № 2909 на участке Мони–Болен

Распределенная тяга при вождении поездов повышенной массы и длины, как отмечалось выше, опасна с точки зрения выдавливания вагонов при срабатывании защиты на головном локомотиве. Такие крушения имели место на Северной, Западно-Сибирской и Восточно-Сибирской железных дорогах. Расчеты распределения по поезду массой 6 000 т усилия от подталкивающего электровоза ВЛ80Р и при отключении головного электровоза показали, что имеется реальная возможность выдавливания вагонов на участках с подъемами более 5 ‰. Следует напомнить, что рядом нормативных документов установлено – для выдавливания даже груженого вагона достаточно 50 тс. Процесс вкатывания колесной пары зависит от состояния центральной опоры и боковых скользунов, разницы коэффициентов трения на головке внутреннего и наружного рельса в кривых, наличия смазки на боковой поверхности рельсов и ряд других причин.

На рис. 4 построены зависимости возникающих продольных сил в составе поезда массой 6 000 т при движении вагонами вперед по подъемам 5 и 10 ‰ и кривым $R = 250$ м и $R = 500$ м.

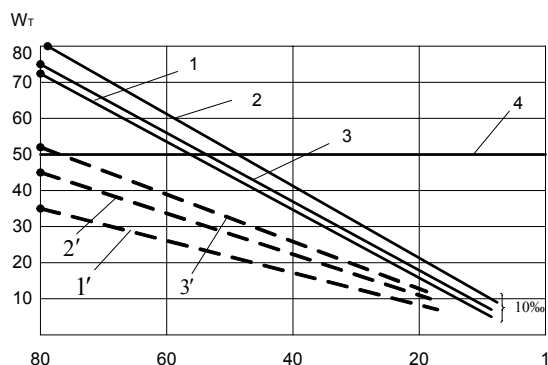


Рис. 4. Зависимость продольных сил в составе поезда при движении вагонами вперед

Из рис. 4 видим, что на 10 ‰ можно ожидать схода 50 вагонов с хвоста поезда. Зависимость продольных сил в составе поезда при движении вагонами вперед: 1, 2, 3 – зависимость продольных сил в поезде при движении на прямом участке пути и по подъему $i = 10$ ‰ в кривых $R = 250$ м и $R = 500$ м соответственно; 1', 2', 3' – зависимость продольных сил в поезде при движении по подъему $i = 5$ ‰ в кривых $R = 0$, $R = 250$ м и $R = 500$ м соответственно; 4 – значение максимально допустимых продольных сил в поезде при движении вагонами вперед.

Снизить вероятность выдавливания можно за счет обеспечения синхронного сброса нагрузки на всех локомотивах в поезде и исключения вывода поезда методом подталкивания.

По работе можно сделать следующие выводы и рекомендации:

1. Для приведения в соответствие нагрузки локомотивов на горных участках железных дорог ввести в Правила тяговых расчетов учет дополнительного сопротивления от S-образных кривых малого радиуса с учетом их количества, взаимного расположения, радиуса и соотношения длины кривой и поезда.

2. Для участков кривых с длительно действующими ограничениями скорости движения поездов по состоянию пути производить корректировку наружного возвышения рельса.

3. С целью снижения дополнительного сопротивления от S-образных кривых малого радиуса рекомендуется запретить эксплуатацию вагонных тележек с предельным углом параллелограммирования более 0,01 рад.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Отчет по результатам опытных поездок на полигоне Мариинск – Находка. – М.: ЦТ МПС, 2002. – 97 с.
2. Мугинштейн Л. А. Комплексные испытания вождения поездов массой до 6000 т на направлениях Хабаровск – Находка–Владивосток: Отчет НИР / Л. А. Мугинштейн, В. И. Рахманинов. – М.: ВНИИЖТ, 2002. – 72 с.
3. Дениско Н. П. Возможные причины обрывов автосцепок: Исследования и разработки ресурсосберегающих технологий на железнодорожном транспорте / Н. П. Дениско, В. В. Кравчук, А. Е. Стецюк // Межвузовский сб. науч. трудов с международным участием. – Самара: СамИИТ, 2001. – Вып. 21. – С. 176–180.
4. Доронин В. И. Определение силы давления на рельс гребня набегающего колеса вагонной тележки в кривой малого радиуса / В. И. Доронин, И. И. Доронина // Новые технологии – же-

- лезнодорожному транспорту: подготовка специалистов, организация перевозочного процесса, эксплуатация технических средств: Сб. науч. статей с международным участием. В 4 частях. Ч. 1 Омский гос. университет путей сообщения. – Омск, 2000. – С. 288–292.
5. Вериго М. Ф. Взаимодействие пути и подвижного состава в кривых малого радиуса и борьба с боковым износом рельсов и гребней колес. – М.: ПТКБ ЦП МПС, 1997. – 207 с.
 6. Сцепляемость и проходимость вагонов в кривых малого радиуса и по горкам / Под ред. Ю. А. Хапилова // Труды ЦНИИ МПС. – М.: Транспорт, 1971 – В. 440, – 96 с.
 7. Кейно М. Ю. Анализ результатов опытных поездок с тяжеловесными поездами на участке Смоляниново–Находка // Вестник института тяги и подвижного состава: Труды 44-й Всероссийской науч.-прак. конференции «Современные технологии – железнодорожному транспорту и промышленности» №, 25–26 января 2006 г.; Под ред. В. Г. Григоренко. – Хабаровск: Изд-во ДВГУПС, 2006. – Вып. 3. С. 51 – 54.

Поступила в редколлегию 27.06.2005.