

Динамические характеристики грузовых вагонов при торможении поезда на криволинейных участках пути

Е. Н. Ковтун,
канд. техн. наук, старший
научный сотрудник,
ИТМ НАНУ и ГКАУ



О. М. Маркова,
канд. техн. наук, ученый
секретарь института,
ИТМ НАНУ и ГКАУ

В. В. Малый,
научный сотрудник,
ИТМ НАНУ и ГКАУ

Вопросы движения рельсовых транспортных средств по криволинейным участкам пути занимают важное место в вопросах исследования динамики подвижного состава. Движение по круговым и переходным кривым часто оказывается наиболее неблагоприятным при переходных режимах движения. При исследовании динамики грузового поезда при движении по криволинейным участкам пути в режиме торможения оценивается влияние величин углов свободного поворота автосцепных устройств, радиусов круговых кривых, наличия и положения в составе порожних вагонов и ряда других параметров на безопасность движения вагонов поезда.

При исследовании переходных режимов движения поезда, как правило, его расчетную схему рассматривают в виде одномерной цепочки твердых тел, соединенных существенно нелинейными деформируемыми элементами. Построенная по этой схеме математическая модель позволяет с достаточной степенью точности определять продольные усилия, действующие в устройствах, соединяющих вагоны рассматриваемого поезда. Однако при этом невозможно оценить силы, действующие в межвагонных соединениях в поперечном направлении, что особенно важно, если поезд движется по криволинейному участку пути, где наличие поперечной составляющей силы в ряде случаев может привести к ухудшению условий безопасности движения состава. Для решения такой задачи может быть использована пространственная модель колебаний поезда. При этом нет необходимости использовать пространственную модель колебаний всего состава. Для оценки безопасности движения отдельных вагонов достаточно иметь пространственную модель движения нескольких рядом стоящих экипажей, а для остальных вагонов использовать упрощенные модели.

Рассматривается движение грузового поезда с переменной скоростью по инерционному, упруго-вязкому пути произвольного очертания. Поезд представляет собой цепочку твердых

тел (вагонов), соединенных между собой автосцепными устройствами, характеристика работы которых является нелинейной и имеет вид, представленный на *рис. 1*. Здесь буквой с различными индексами обозначена жесткость межвагонных соединений, соответствующая различным кусочно-линейным участкам при нагрузке и разгрузке.

На каждый вагон помимо сил в межвагонных соединениях действуют внешние силы, которые в зависимости от их направления могут оказывать сопротивление движению или, наоборот, его ускорять. Колебания вагонов поезда моделируются двумя способами.

Для одной части вагонов использована математическая модель, описывающая движение экипажей в продольно-вертикальной плоскости. В этом случае полагается, что кузов и тележки двигаются как одно твердое тело и вагон упрощенно представляется в виде абсолютно твердого тела.

Расчетная схема поезда, состоящего из таких вагонов, представлена одномерной цепочкой твердых тел, соединенных нелинейными деформируемыми элементами [1]. На i -е тело действуют силы S_i и S_{i+1} , зависящие от характеристик межвагонных соединений, и внешние силы F_p , зависящие от режима движения поезда. Движение поезда описывается системой уравнений вида

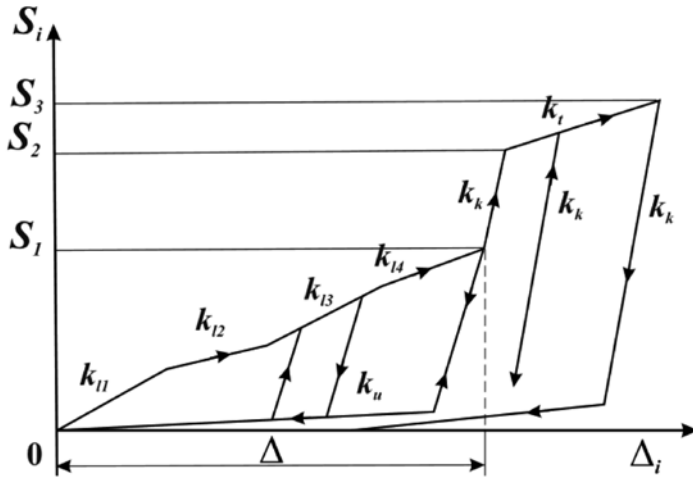


Рис. 1. Характеристика работы автосцепки

$$m_i x_i = S_i - S_{i+1} + F_i \quad (i=1, 2, \dots, N), \quad (1)$$

где x_i — продольное перемещение i -го вагона; m_i — масса i -го вагона; N — количество вагонов, расчетная схема которых представлена одной массой.

Для другой части вагонов использована математическая модель, описывающая их пространственные колебания. При этом расчетная схема каждого вагона представлена в виде разветвленной пространственной системы из одиннадцати твердых тел (кузов, две надрессорные балки, четыре боковины и четыре колесные пары), соединенных линейными и нелинейными связями с различной реологией [2, 3]. Движение этих вагонов моделируется с учетом действия внешних возмущений. Путь моделируется приведенной к каждому колесу массой, опирающейся в вертикальном и горизонтальном поперечном направлениях на пружины и демпферы вязкого трения, моделирующие упруго-диссипативные свойства рельсов и подрельсового основания. Учитывая конструктивные особенности рассматриваемого грузового вагона, ограничения, наложенные на перемещения отдельных твердых тел, и принятую модель пути, система дифференциальных уравнений, описывающих движение отдельного экипажа, имеет 58 степеней свободы. Чтобы иметь возможность исследовать динамику поезда при переходных (неустановившихся) режимах движения, необходимо для каждого полувагона помимо координат, описывающих его конфигурацию, ввести координату, соответствующую абсолютному перемещению вагона в продольном направлении.

Дифференциальные уравнения пространственных колебаний каждого вагона при движении по пути произвольного очертания составлены в форме уравнений Лагранжа второго рода:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} + \frac{\partial \Phi}{\partial q_i} = Q_i^* + S_i^*, \quad (2)$$

(i=1, 2, ..., 59)

где q_i, \dot{q}_i — обобщенные координаты и их скорости; T — кинетическая энергия; Π — потенциальная энергия; Φ — функция рассеяния; Q_i^* — обобщенные силы, не имеющие потенциала; S_i^* — приложенные внешние силы.

Кинетическая энергия T системы определена как сумма кинетической энергии твердых тел, входящих в систему. Для каждого из тел кинетическая энергия определялась по теореме Кенига.

Потенциальная энергия Π системы определяется как сумма энергии, накапливаемой в упругих элементах системы при их деформациях, и изменений энергии вследствие подъема или опускания центров масс тел, входящих в систему.

Построенная расчетная схема учитывает действие сил вязкого и сухого трения, имеющих место в системе.

Обобщенные силы Q^* представляют собой сумму сил, возникающих в результате взаимодействия колес с рельсами (силы крива), и сил, действующих в межвагонных соединениях поезда при его движении.

Внешними силами S^* , действующими на поезд, являются сила тяги, развиваемая локомотивом, тормозная сила, возникающая при включении тормозов, и силы сопротивления движению на криволинейном участке.

Таким образом, уравнения, описывающие движение таких вагонов, представляют собой систему $59 \cdot K$ нелинейных дифференциальных уравнений второго порядка каждое, где K — количество вагонов, представленных разветвленной системой.

В общем случае математическая модель движения рассматриваемого грузового поезда представляет собой систему нелинейных дифференциальных уравнений $(59 \cdot K + N)$ второго порядка каждое.

На основании построенной математической модели был разработан алгоритм и составлена компьютерная программа, позволяющая имитировать движение грузового поезда по пути произвольного очертания. Рассматриваемый грузовой поезд формируется в соответствии с заданными исходными данными и может состоять из вагонов, неоднородных как по типу, так и по нагрузке на ось. Количество вагонов, представленных разветвленной и упрощенной расчетными схемами, может быть любым в пределах общего числа вагонов состава. При этом одинаковые по схемам моделирования вагоны группами могут быть расположены в любой части состава. Поезд может двигаться как с постоянной скоростью, так и в режимах увеличения или уменьшения скорости движения вплоть до полной остановки. Движение поезда моделируется с учетом действия внешних возмущений, связанных с геометрическим несовершенством рельсовой колеи (просадки, стыки, неравномерный износ). Возмущения, имеющие случайный характер, подаются под колеса вагона с транспортным запаздыванием, которое зависит от расстояния между колесными парами и скорости движения поезда. Расчетная оценка динамических показателей вагонов поезда проводится путем решения нелинейных дифференциальных уравнений, представляющих динамическую модель его колебаний. В результате расчетов можно получить практически любой набор необходимых для анализа динамических характеристик отдельных вагонов.

В работе принята нелинейная модель сил крива, и зависимости составляющих сил взаимодействия колес и рельсов от их относительных перемещений в зоне контакта аппроксимированы в предположении, что профили поверхности катания колеса и рельса являются криволинейными [2, 4, 5].

Продольные силы, действующие между соседними вагонами, зависят от взаимного смещения концов соответствующих автосцепок и определяются по выражениям, приведенным в работе [1]. Поперечные силы, возникающие в сцепках вагонов, зависят от конфигурации экипажа и определяются по методике, описанной в работе [6].

В настоящей статье приведены результаты исследований по оценке динамической нагруженности грузового поезда, составленного из 64 вагонов. При этом движение пяти вагонов поезда моделируется пространственной системой. Поезд оборудован поглощающими аппаратами Ш-2-В: жесткость межвагонного соединения при нагрузке составляет 982 т/м, суммарный ход поглощающих аппаратов 0,2037 м, сила закрытия поглощающего аппарата 200 т, коэффициент вязкости 30 тс/м, коэффициент поглощения энергии 0,95 [7]. Поезд движется по прямолинейному участку пути, входной переходной кривой и круговой кривой. При движении поезда по круговой кривой начинается экстренное торможение. Тормозные силы, действующие на экипажи поезда, вычисляются с использованием зависимости, приведенной в работе [8]:

$$B_{iT} = c_1 K_{\max} \frac{(t - t_{bi})}{(c_2 + c_3(i-1))} \frac{|v| + c_4}{|v| + c_5}; \quad (3)$$

$$c_2 = t_2; \quad c_3 = \frac{t_x - t_2}{n-1},$$

где c_p, c_φ, c_γ — постоянные коэффициенты; K_{\max} — максимальная сила нажатия колодок экипажа; t_{bi} — время распространения тормозной волны до i -го вагона; v — скорость движения поезда (м/с); t_2, t_x — времена наполнения тормозных цилиндров головного и хвостового вагонов; n — число экипажей в составе.

При определении тормозной силы в формуле (3) принимаются для композиционных колодок следующие значения параметров: $c_1 = 0,18$; $c_4 = 41,7$; $c_5 = 20,85$. Время наполнения тормозных цилиндров головного вагона равно 15 с, хвостового — 23 с. Скорость бега тормозной волны при экстренном торможении составляет 220 м/с. Сила нажатия на ось четырехосного вагона в груженом состоянии задавалась 4,25 т, в порожнем — 1,75 т [9]. Силы торможения прикладываются к колесным парам вагона с учетом транспортного запаздывания, которое зависит от скорости распространения тормозной волны и геометрических размеров вагона.

Рассмотрены следующие варианты формирования поезда:

- 1) вслед за локомотивом расположены 7 порожних вагонов, затем 57 груженных вагонов;
- 2) в хвосте груженого поезда из 64 вагонов расположены 7 порожних вагонов;
- 3) 5 порожних вагонов (№ 30–34) расположены в средней части груженого поезда;
- 4) все 64 вагона поезда порожние;
- 5) все 64 вагона поезда груженные.

Оценка динамических характеристик проводилась по среднему (третьему) вагону пятивагонного сцепа, вагоны которого представлены разветвленными пространственными схемами. При этом кроме обычно рассматриваемых нормируемых показателей динамических качеств вагонов [10] (вертикальные и горизонтальные ускорения кузова в зоне пятников; коэффициенты устойчивости от схода колесной пары с рельсов по условию вкатывания) исследуются продольные и поперечные силы, действующие в автосцепных устройствах вагонов.

На рис. 2 и 3 приведены значения горизонтальных ускорений пятников и коэффициентов устойчивости от схода колесной пары с рельсов в зависимости от радиуса круговой кривой для случая, когда рассматриваемые поезда (варианты 1–5) движутся по описанному выше пути со скоростью 40 км/ч и начинают торможение до полной остановки в тот момент, когда состав находится на круговой кривой.

Как видно из полученных результатов, для неоднородного состава оба показателя имеют худшие значения в случае, когда порожние вагоны находятся в средней части груженого состава.

Представляет интерес оценка влияния начальной скорости торможения поезда на рассматриваемые динамические параметры. Исследования показали, что существеннее всего от изменения скорости зависят вертикальные ускорения кузова в зоне пятников. При этом радиус круговой кривой практически не оказывает влияния на значения ускорений. При этом горизонтальные ускорения кузова в зоне пятников и рамные силы в долях нагрузки на ось несущественно увеличиваются с ростом начальной скорости торможения.

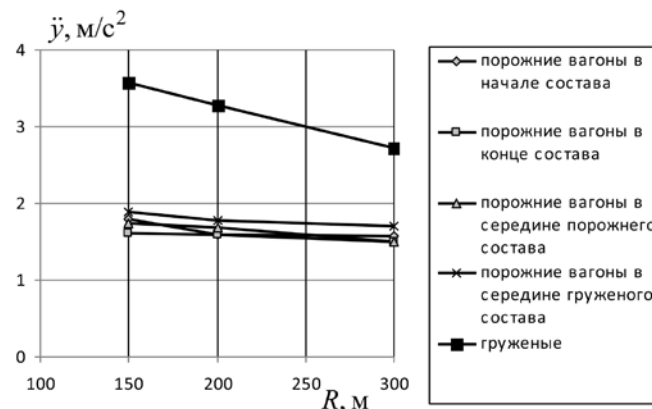


Рис. 2. Максимальные значения горизонтальных ускорений кузова при торможении состава на круговой кривой

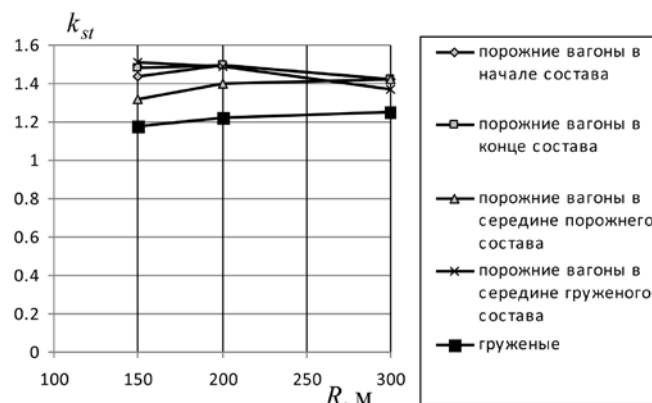


Рис. 3. Минимальные значения коэффициентов устойчивости от схода при торможении состава на круговой кривой

С увеличением начальной скорости торможения снижается коэффициент устойчивости от схода колесной пары с рельсов по условию вкатывания. Для примера на рис. 4 и 5 приведены графики изменения описанных параметров в зависимости от начальной скорости торможения для поезда по варианту 2 (порожние вагоны находятся в хвосте поезда).

Величины максимальных продольных сил в автосцепных устройствах с ростом начальной скорости торможения увеличиваются при увеличении начальной скорости торможения. Начальные скорости торможения выше 60 км/ч не рассматривались, так как движение поездов с такими скоростями по кривым малых радиусов не разрешено. В качестве иллюстрации сказанного на рис. 6 приведены графики изменения максимальной продольной силы, возникающей в автосцепных устройствах рассматриваемого поезда (с порожними вагонами, расположенными в хвостовой части состава), в зависимости от начальной скорости торможения.

Во всех описанных выше ситуациях поперечные силы в автосцепных устройствах отсутствуют, а величины коэффициента устойчивости вагона от схода по условию вкатывания находятся в основном в пределах нормативных показателей, т.е. опасности схода вагонов поезда или выжимания порожних вагонов в рассмотренных случаях торможения состава на криволинейных участках пути нет. Ситуация меняется для случаев, когда автосцепное устройство установлено так, что заданный Нормами [10] угол свободного поворота автосцепки не выдерживается и имеет значения меньше нормированной величины, равной 0,21 рад. Исследования показали, что влияние величины свободного угла поворота автосцепки на динамические характеристики вагона при его торможении на криволинейных участках пути является существенным. Уменьшение угла свободного поворота приводит к появлению поперечной составляющей силы в автосцепном устройстве, что в свою очередь приводит к росту горизонтальных ускорений кузова вагона, уменьшению коэффициента устойчивости от схода по вкатыванию. Отметим, что самым рискованным с точки зрения безопасности движения поезда является случай, когда несколько порожних вагонов находятся в средней части груженого состава. Проведенные

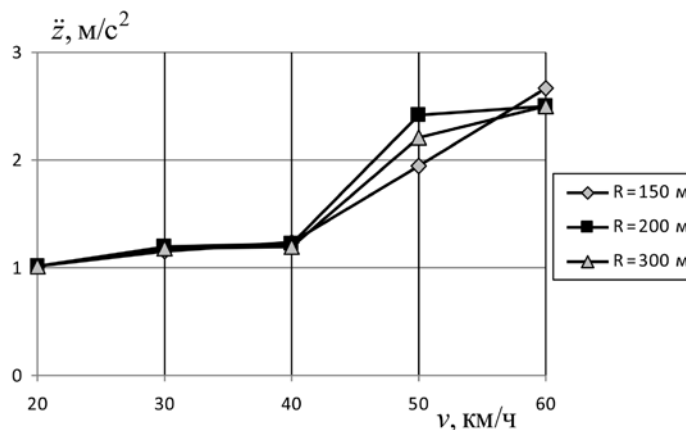


Рис. 4. Максимальные значения вертикальных ускорений кузова при торможении состава на круговой кривой с разной начальной скоростью

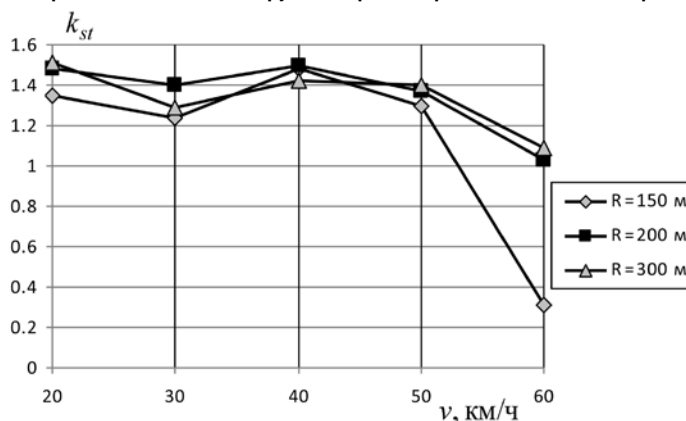


Рис. 5. Минимальные значения коэффициентов устойчивости от схода при торможении состава на круговой кривой с разной начальной скоростью

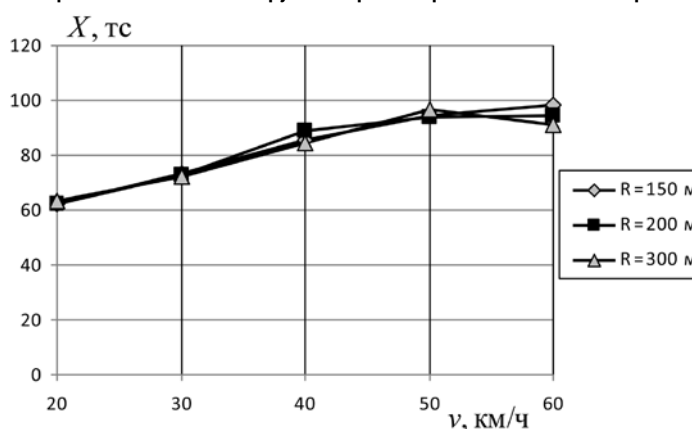


Рис. 6. Максимальные продольные силы, возникающие в автосцепных устройствах рассматриваемого поезда при торможении состава на круговой кривой с разной начальной скоростью

расчеты показали, что при такой схеме формирования поезда появление поперечной составляющей силы в автосцепном устройстве практически сразу приводит к сходу одного из порожних вагонов с рельсов.

Полученные результаты для различных вариантов формирования поезда иллюстрируются графиками на рис. 7, 8. На рис. 7 приведены значения поперечных сил в автосцепке для различных значений свободного угла ее поворота при движении поезда по круговой кривой радиусом 300 м при начальной

скорости торможения 40 км/ч. Аналогичные зависимости для движения поезда по круговой кривой радиуса 150 м представлены на рис. 8.

Более подробные данные о влиянии величины угла свободного поворота автосцепного устройства на возникающие в нем поперечные силы приведены на рис. 9 для случая, когда порожние вагоны стоят в начале состава, и на рис. 10 для случая постановки порожних вагонов в хвосте поезда. Из полученных данных видно, что поперечные составляющие сил в автосцепном устройстве

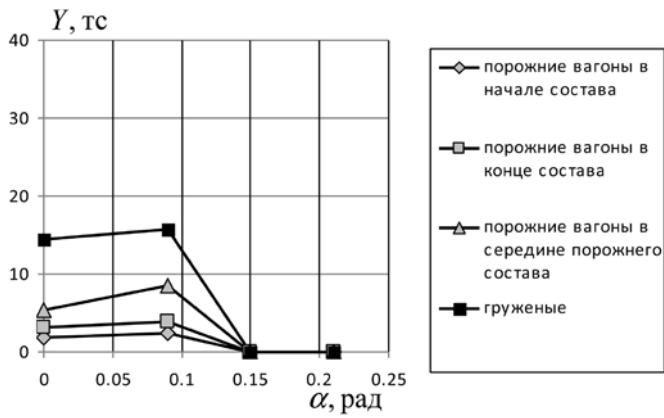


Рис. 7. Максимальные поперечные силы, возникающие в автосцепных устройствах поезда при торможении состава на круговой кривой радиусом 300 м, в зависимости от величины угла его свободного поворота

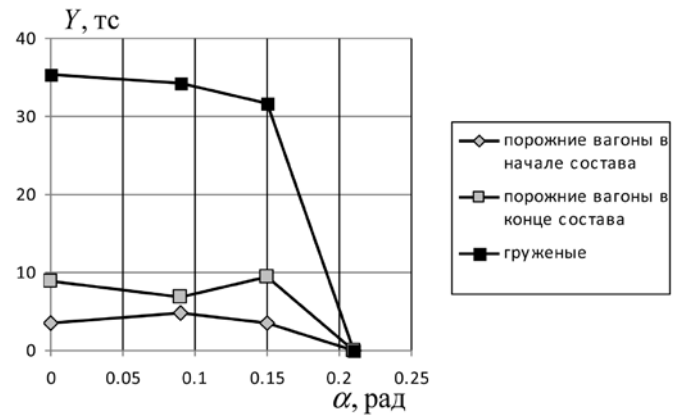


Рис. 8. Максимальные поперечные силы, возникающие в автосцепных устройствах поезда при торможении состава на круговой кривой радиусом 150 м, в зависимости от величины угла его свободного поворота

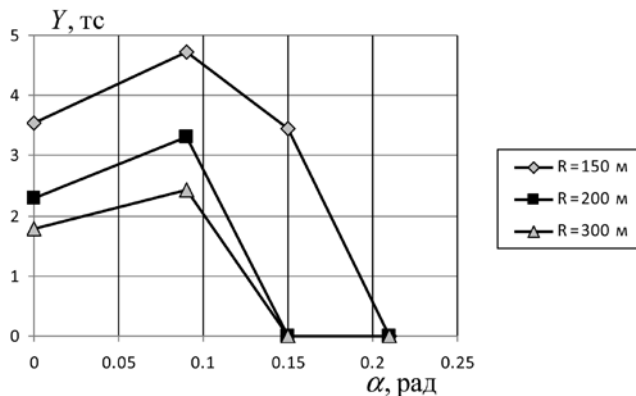


Рис. 9. Максимальные поперечные силы, возникающие в автосцепных устройствах поезда, в котором порожние вагоны стоят в голове состава, при движении по круговым кривым разных радиусов в зависимости от величины угла свободного поворота автосцепки

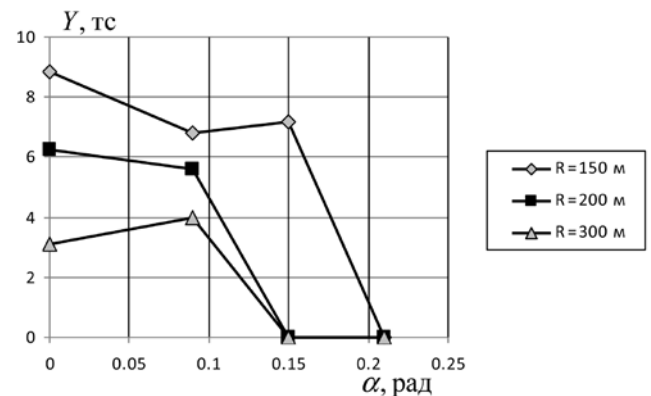


Рис. 10. Максимальные поперечные силы, возникающие в автосцепных устройствах поезда, в котором порожние вагоны стоят в хвосте состава, при движении по круговым кривым разных радиусов в зависимости от величины угла свободного поворота автосцепки

существенно зависят от величины свободного угла поворота автосцепки. При этом большие силы имеют место в случае установки порожних вагонов в хвостовой части состава.

Для случая, когда порожние вагоны стоят в хвосте состава, на рис. 11 приведены зависимости коэффициентов устойчивости вагона от схода по вкатыванию от величины угла свободного поворота автосцепного устройства и радиуса кривой, при движении по которой происходит торможение поезда. Из полученных результатов видно, что уменьшение свободного угла поворота автосцепки приводит к снижению коэффициента устойчивости от схода до недопустимых величин, что может привести к сходу вагонов поезда с рельсов. Особенно сильно рассматриваемые коэффициенты снижаются при торможении в кривых малых радиусов.

Анализ результатов, полученных по итогам большого количества расчетов, показал, что величины углов свободного поворота автосцепки, при которых

появляются поперечные составляющие сил в автосцепных устройствах, в основном зависят от радиуса круговой кривой, по которой движется поезд. Обобщенные данные о величинах минимальных углов, для которых поперечные составляющие сил в автосцепном устройстве не возникают, приведены в виде диаграммы на рис. 12.

Для иллюстрации процессов, происходящих в вагонах поезда при торможении на криволинейных участках пути, на рис. 13 и 14 приведены осциллограммы изменения коэффициентов запаса устойчивости от схода вагона по вкатыванию для варианта установки порожних вагонов в хвосте поезда при начальной скорости торможения 40 км/ч на круговой кривой радиусом 150 м в случае, когда угол свободного поворота автосцепного устройства равен нулю (рис. 13) и 0,21 рад (рис. 14). Соответствующая условиям рис. 13 осциллограмма изменения поперечной составляющей силы в автосцепке показана на рис. 15.

Таким образом, проведенные исследования показали, что при торможении состава на криволинейных участках пути имеют место явления, которые невозможно исследовать с помощью модели поезда, расчетная схема которого представлена в виде одномерной цепочки твердых тел, соединенных существенно нелинейными деформируемыми элементами. Для такого случая может быть использована предложенная в статье пространственная модель колебаний поезда, в которой количество вагонов, представленных разветвленной и упрощенной расчетными схемами, может быть любым в пределах общего числа вагонов состава.

С использованием разработанного алгоритма и составленной вычислительной программы исследована динамика грузового поезда при движении по криволинейным участкам пути в режиме торможения, оценено влияние величин углов свободного поворота автосцепных устройств, радиусов круговых кривых, наличия и положения в составе порожних вагонов на безопасность дви-

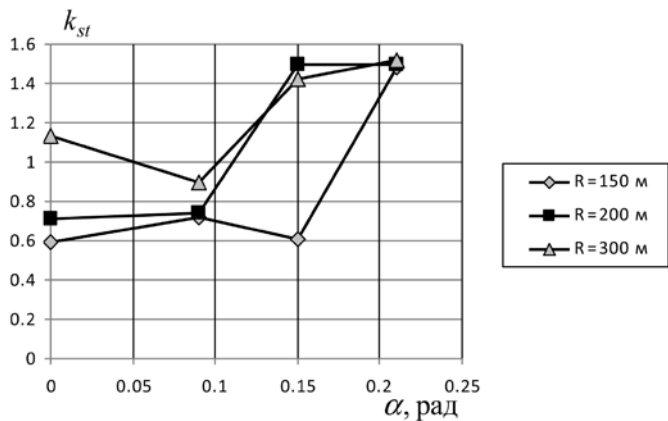


Рис. 11. Минимальные коэффициенты устойчивости от схода вагонов поезда, в котором порожние вагоны стоят в хвосте состава, при движении по круговым кривым разных радиусов в зависимости от величины угла свободного поворота автосцепки

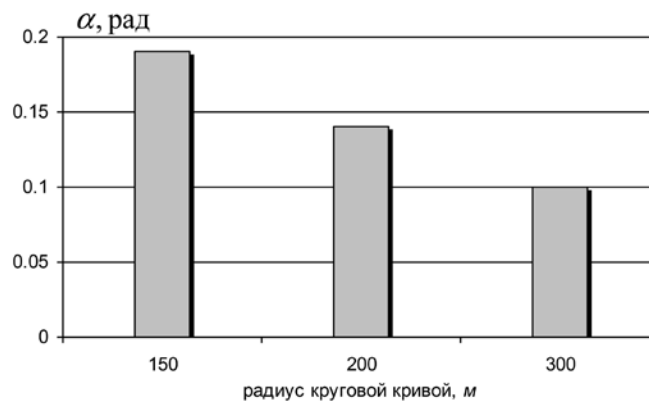


Рис. 12. Минимальные величины угла свободного поворота автосцепки, для которых не возникают поперечные составляющие сил в автосцепном устройстве, в зависимости от радиуса круговой кривой

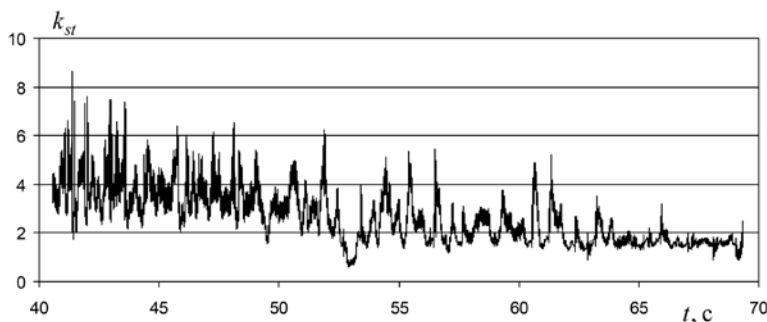


Рис. 13. Осциллограмма изменения в процессе торможения коэффициентов запаса от схода вагона по вкатыванию для варианта установки порожних вагонов в хвосте поезда при начальной скорости торможения 40 км/ч на круговой кривой радиусом 150 м в случае, когда угол свободного поворота автосцепного устройства равен нулю

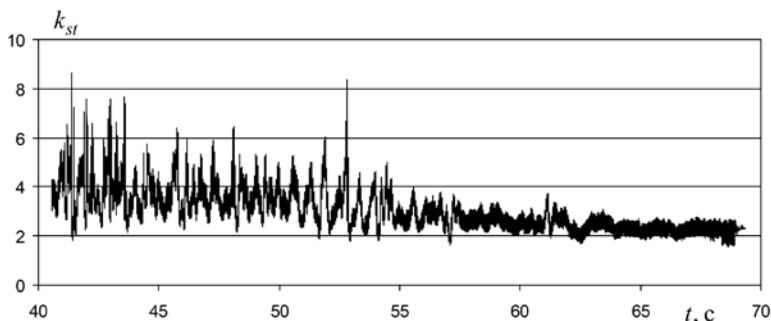


Рис. 14. Осциллограмма изменения в процессе торможения коэффициентов запаса от схода вагона по вкатыванию для варианта установки порожних вагонов в хвосте поезда при начальной скорости торможения 40 км/ч на круговой кривой радиусом 150 м в случае, когда угол свободного поворота автосцепного устройства равен 0,21 рад

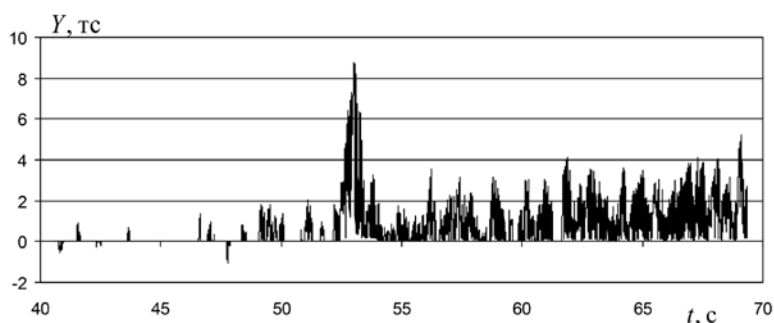


Рис. 15. Осциллограмма изменения в процессе торможения поперечной составляющей силы в автосцепке для варианта установки порожних вагонов в хвосте поезда при начальной скорости торможения 40 км/ч на круговой кривой радиусом 150 м в случае, когда угол свободного поворота автосцепного устройства равен нулю

жения вагонов поезда. Показано, что соблюдение норм при установке автосцепного устройства, обеспечивающее нормированное значение свободного угла его поворота, играет важную роль в обеспечении безопасности движения поезда в режиме торможения. ■

Литература

1. Блохин Е.П., Манашкин Л.А. Динамика поезда (нестационарные продольные колебания). М.: Транспорт, 1982. 222 с.
2. Автоколебания и устойчивость движения рельсовых экипажей / Ю.В. Демин, Л.А. Длугач, М.Л. Коротенко, О.М. Маркова. Киев: Наук. думка, 1984. 160 с.
3. Радченко Н.А. Криволинейное движение рельсовых транспортных средств. Киев: Наук. думка, 1988. 212 с.
4. Математическое моделирование колебаний рельсовых транспортных средств / В.Ф. Ушкалов, Л.М. Резников, В.С. Иккол и др. Киев: Наук. думка, 1989. 240 с.
5. Kalker J.J. Three-dimensional elastic bodies in rolling contact. Dordrecht: Boston: London: Kluwer Acad. Publ., 1990. 314 p.
6. Garg V., Dukkipati R. Dynamics of Railway Vehicle Systems. Toronto: Acad. press, 1984. 407 p.
7. Коломийченко В.В., Голованов В.Г. Автосцепка подвижного состава. М.: Транспорт, 1973. 191 с.
8. Гребенюк П.Т. Динамика торможения тяжеловесных поездов. М.: Транспорт, 1977. 152 с.
9. Астахов П.Н., Гребенюк П.Т., Скворцова А.И. Справочник по тяговым расчетам. М.: Транспорт, 1973. 256 с.
10. Нормы расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных) изменения и дополнения. М.: ГосНИИВ-ВНИИЖТ, 1996. 354 с.