

ПОДВИЖНОЙ СОСТАВ

УДК 629.4.015

А. В. ПУТЯТО, доктор технических наук, Гомельский государственный технический университет им. П. О. Сухого

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ПРОДОЛЬНОГО СМЕЩЕНИЯ ЦЕНТРА МАСС ГРУЗА НА УСТОЙЧИВОСТЬ ПОЛУВАГОНА ПРОТИВ СХОДА С РЕЛЬСОВ

Приведено описание компьютерной модели динамики полувагона с грузом, центр тяжести которого имеет продольное смещение. Выполнена оценка влияния продольного смещения центра масс груза на устойчивость полувагона против схода с рельсов при различном техническом состоянии рельсового пути и прохождении стрелочных переводов. Установлено, что смещение центра тяжести груза в продольном направлении при движении в кривой и по стрелочным переводам может привести к снижению устойчивости колеса против схода с рельса на 25 % и более.

Введение. В соответствии с Приложением 3 к СМГС [8] допускаемое продольное смещение общего центра тяжести груза в 4-осном вагоне относительно его поперечной оси симметрии установлено в зависимости от массы груза. Так, для груза массой 60 т допускается при погрузке продольное смещение центра тяжести на 600 мм (в пути следования – 720 мм), а при массе 70 т при погрузке смещение не допускается вовсе (в пути следования – 60 мм).

В то же время в процессе транспортировки сыпучих и гранулированных грузов вследствие воздействия продольных усилий в автосцепные устройства, трогания и торможения поезда, а также при соударении вагона при роспуске с сортировочной горки может иметь место продольное смещение груза и, как следствие, перераспределение осевых нагрузок, что, в свою очередь, влияет на динамические показатели вагона.

В 60–70-х гг. XX в. проведены обширные экспериментальные исследования, связанные с обозначенной проблемой. Так, в работе [5] методом сравнительной динамики выполнен анализ движения полувагона с тележками 18-100 при его симметричном загрузке массой груза 60 т и при смещении центра тяжести груза в продольном направлении – на 0,5 м, а в поперечном – на 0,05 м. В результате сделан вывод, что наибольшие значения рамных сил в диапазоне скоростей от 60 до 120 км/ч при смещении центра масс груза соизмеримы с соответствующим показателем при симметричном загрузке вагона, но с превышением динамических добавок вертикальных нагрузок на 10–15 %.

Связь параметров смещения центра тяжести груза с допускаемыми скоростями движения груженого вагона установлена в работах ученых ВНИИЖТа [1, 2]. Экспериментальное обоснование предельного допускаемого смещения центра тяжести груза для 4-осных платформ выполнено на основе анализа показателей динамических качеств движения при скоростях до 100 км/ч в прямых и кривых участках пути. В части практического результата установлено, что при нормировании параметров несимметричной загрузки вагона определяющими для грузов массой менее 50 т являются статические критерии, а массой более 50 т – показатели динамики.

Дальнейшие исследования рассматриваемой проблемы связаны с анализом влияния на динамические качества вагона смещения центра тяжести груза общей массой, близкой или несколько превышающей грузо-

подъемность. Так, в работах [3, 4, 10] выполнен комплекс динамических испытаний груженых 4-осных платформ, нагруженных грузами единичной массы при их различном расположении. Установлено, что по совокупности динамических критериев наиболее неблагоприятным случаем является вариант с существенно несимметричным расположением центра тяжести груза, имеющего массу, близкую к грузоподъемности вагона, в продольном относительно оси симметрии платформы направлении [10].

Активное развитие методов компьютерного моделирования динамики подвижного состава позволяет выполнять многовариантный анализ показателей безопасности движения вагонов в зависимости от широкого спектра исходных данных. Применительно к рассматриваемой задаче проведение численных экспериментальных исследований не требует высоких материальных затрат по сравнению с натурными испытаниями. В то же время установление влияния смещений груза (в том числе представляющего сплошную среду) относительно кузова вагона на показатели динамики при движении в рельсовой колее с различной микро- и макрогеометрией, а также техническим состоянием ходовых частей вагона остается до конца не решенной.

Целью работы является оценка влияния продольного смещения центра масс сыпучего груза на устойчивость полувагона против схода с рельсов.

Компьютерная модель полувагона с грузом. Для оценки динамики полувагона с грузом, центр тяжести которого смещен, в программном комплексе «Универсальный механизм» на базе имеющейся библиотеки моделей подвижного состава разработана динамическая твердотельная модель. Соотношения динамики формируются на основе уравнений Ньютона и Эйлера для каждого тела многомассовой системы применительно к движению центра масс тела [6]:

$$m_i \underline{a}_i^{(0)} = \underline{F}_i^{(0)} + \underline{R}_i^{(0)}; \quad (1)$$

$$\underline{I}_i^{(i)} \underline{\varepsilon}_i^{(i)} + \underline{\tilde{\omega}}_i^{(i)} \underline{I}_i^{(i)} \underline{\omega}_i^{(i)} = \underline{M}_i^{(i)} + \underline{L}_i^{(i)}, \quad (2)$$

где m_i – массы тел системы; i – номер тела; $\underline{a}_i^{(0)}$ – ускорения центров масс тел; $\underline{F}_i^{(0)}$, $\underline{M}_i^{(i)}$ – главный вектор и главный момент относительно центра масс активных сил; $\underline{R}_i^{(0)}$, $\underline{L}_i^{(i)}$ – главный вектор и главный момент относительно центра масс сил реакций связей; $\underline{I}_i^{(i)}$ – тензор инерции i тела в системе координат тела; $\underline{\varepsilon}_i^{(i)}$ –

угловые ускорения тел; $\tilde{\omega}_i^{(i)}$ – кососимметрическая матрица, которую можно рассматривать как тензор, то есть при переходе от одной системы координат к другой ее матричное представление измеряется по тензорному закону; $\omega_i^{(i)}$ – угловые скорости тел.

Уравнения движения (1), (2) записаны в разных системах координат: первое – в базовой, второе – в связанной с телом. Если уравнения дополнить соотношениями кинематики для угловых скорости и ускорения, то получим полные уравнения движения системы. С учетом кинематических соотношений уравнения (1), (2) приводятся к уравнениям движения в обобщенных координатах

$$\underline{M}(q, t)\ddot{q} + \underline{\Phi}(q, \dot{q}, t) = \underline{Q}, \quad (3)$$

где \underline{M} – симметричная матрица масс; q – матрица-столбец координат; t – время; $\underline{\Phi}$ – матрица-столбец сил инерции; \underline{Q} – матрица-столбец обобщенных сил.

При разработке математической модели кинематики и динамики вагона в пространстве решались следующие задачи: описание полувагона и его составных частей как системы тел, которые совершают сложные взаимосвязанные движения в различных системах отсчета; определение и запись в матричном виде кинематических характеристик движения (линейных и угловых скоростей и ускорений) вагона в целом и его составных частей; составление уравнений движения в матричном виде для их последующего численного интегрирования [6].

Голономная система полувагона представлена $19 + i$ телами, где $i = 1 \dots b$, b – число элементов, моделирующих перевозимый груз, и четырьмя голономными ограничениями k .

При разработке модели взаимодействия колеса и рельса использована программная процедура, реализованная в программном комплексе «Универсальный ме-

ханизм» и включенная в структуру модели движения вагона. Процедура включает решение задачи о контактировании колеса рельсового экипажа с поверхностью рельса для определения двух точек контакта колеса с рельсом в путевой системе координат. Для описания силовых процессов в контакте использована модель контакта по Калкеру, которая выполняет следующие операции: нахождение точки контакта колеса с рельсом; вычисление сил взаимодействия колеса с гребнем; определение сил крива; определение реакций во взаимодействии «колесо – рельс» при геометрическом задании неровностей путевой структуры в горизонтальной и вертикальной плоскостях. Для учета податливости путевой структуры использована линейная упруго-вязкая модель рельсового основания [9].

Таким образом, динамическая модель вагона с грузом (рисунок 1) включает в себя кузов вагона, перевозимый груз (в рассматриваемой задаче представлен одним телом); тележки, модельные характеристики которых соответствуют тележкам модели 18-100; автосцепное устройство, включающее силовые элементы, характеристики которых соответствуют поглощающему аппарату Ш-2-В. Модельные характеристики (размеры, массы, моменты инерции и пр.) приняты соответствующими полувагону модели 12-132.

Исходя из результатов проведения экспериментальных и теоретических исследований при соударении полувагонов с сыпучим грузом [7], изменение параметра продольного смещения центра тяжести груза массой 70 т рассмотрено в диапазоне 0–1,5 м. В таблице 1 приведены частные случаи геометрических моделей перевозимого груза, используемые при анализе динамических качеств вагона, а также координаты его центра тяжести, причем начало координат осей x и y совпадает с продольной и поперечной плоскостями симметрии вагона, а ось z ведет отсчет от вершины головки рельса.

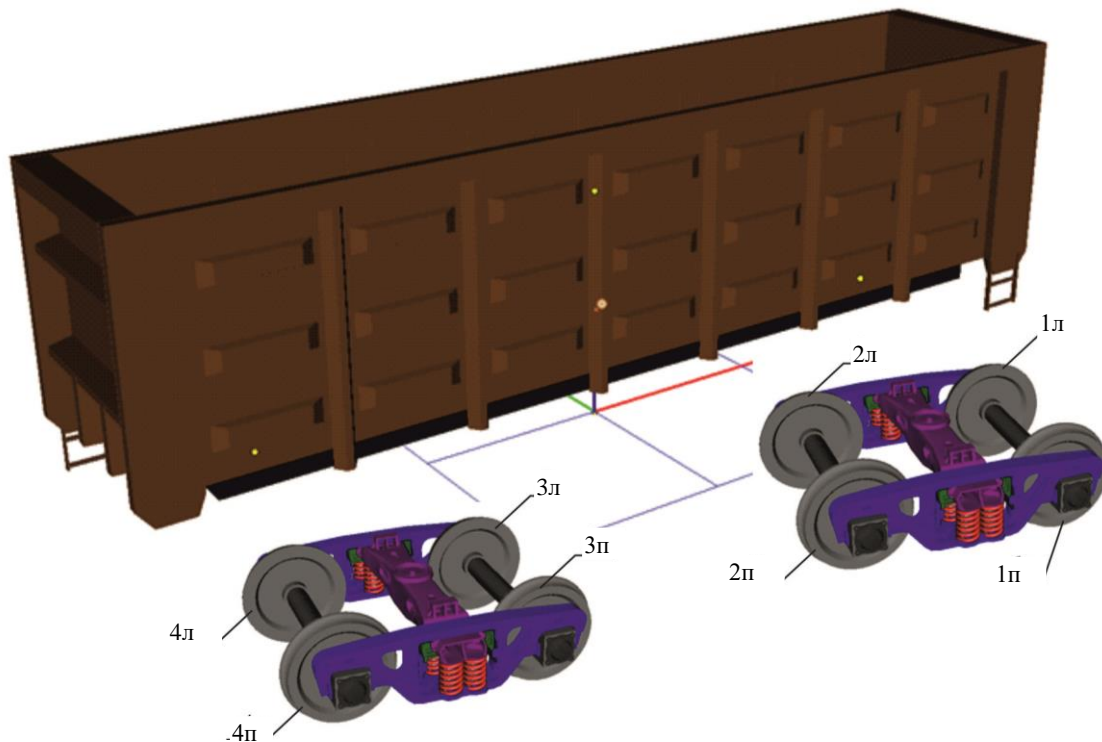
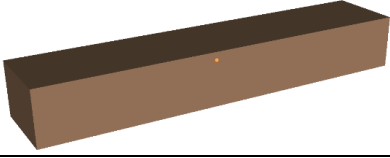
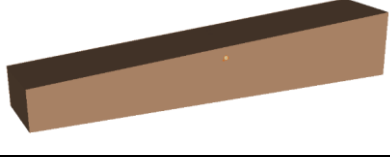
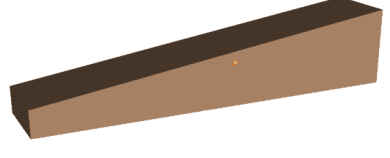
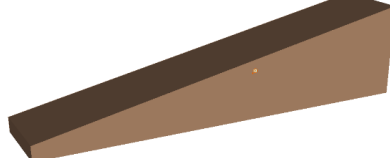


Рисунок 1 – Динамическая модель вагона с грузом

Таблица 1 – Геометрические модели перевозимого груза и координаты его центра тяжести

| Геометрическая модель груза | Координаты центра тяжести, м | Геометрическая модель груза | Координаты центра тяжести, м |
|---|---|--|--|
|  | $x = 0;$ $y = 0;$ $z = 2,12$ |  | $x = \pm 0,546;$ $y = 0;$ $z = 2,14$ |
|  | $x = \pm 1,02;$ $y = 0;$ $z = 2,19$ |  | $x = \pm 1,497;$ $y = 0;$ $z = 2,27$ |

Генерация путевых неровностей выполнена на основе подхода, используемого Международным объединением железных дорог (UIC). Функциональные зависимости, описывающие спектральную плотность неровностей, имеют следующий вид [9]:

– для горизонтальных неровностей

$$\Phi(\Omega) = \frac{a_H \cdot \Omega_C^2}{(\Omega^2 + \Omega_R^2) \cdot (\Omega^2 + \Omega_C^2)}, \Omega > 0.$$

В таблице 2 приведены значения параметров функций спектральных плотностей, для различных вариантов состояния пути.

Таблица 2 – Значения параметров функций спектральных плотностей

| Параметр | Качество пути | |
|----------------------------------|------------------------|--------------------------|
| | Хорошее (вариант 1) | Плохое (вариант 2) |
| $a_H, \text{см}^2 \text{ рад/м}$ | $0,2119 \cdot 10^{-6}$ | $0,611125 \cdot 10^{-6}$ |
| $a_V, \text{см}^2 \text{ рад/м}$ | $0,4032 \cdot 10^{-6}$ | $1,08 \cdot 10^{-6}$ |
| $\Omega_C, \text{рад/м}$ | 0,8226 | |
| $\Omega_R, \text{рад/м}$ | 0,0206 | |
| $\Omega_S, \text{рад/м}$ | 04380 | |
| b_A | 0,75 | |

Таблица 3 – Расчетные случаи

| Макрогеометрия пути | Состояние рельсовой колеи | Смещение центра масс груза в продольном направлении относительно геометрического центра кузова | Скорость движения, км/ч |
|---------------------------------|--|--|-------------------------|
| I Кривая радиусом 350 м | Ia Неровности пути в горизонтальной и вертикальной плоскостях отсутствуют | $0 \leq \Delta x \leq 1,5$ $-1,5 \leq \Delta x \leq 0$ | $10 \leq v \leq 80$ |
| | Iб Неровности пути в горизонтальной и вертикальной плоскостях имеются (вариант 1) | $\Delta x = \pm 1,5$ | |
| | Iв Неровности пути в горизонтальной и вертикальной плоскостях имеются (вариант 2) | $0 \leq \Delta x \leq 1,5$ $-1,5 \leq \Delta x \leq 0$ | |
| II Стрелочный перевод 1/9, 1/11 | IIa Неровности пути в горизонтальной и вертикальной плоскостях имеются (вариант 2) | $0 \leq \Delta x \leq 1,5$ $-1,5 \leq \Delta x \leq 0$ | $10 \leq v \leq 50$ |

На рисунке 2 приведены результаты определения коэффициента запаса устойчивости колес против схода с рельс при движении в кривой с радиусом 350 м, для режима Ia и при максимальном продольном смещении центра тяжести груза $\Delta x = \pm 1,5$ м, а также при его отсутствии. Графики изменения минимального значения коэффициента устойчивости приведены в зависимости от скорости движения для колес 1л и 3л (обозначения приведены на рисунке 1). Отметим, что для других колес $k_{уст}$ имеет существенно большие значения, а левая сторона вагона соответствует внешней стороне кривой.

Из приведенных на рисунке 2 графиков видно, что при отсутствии смещения центра тяжести груза в про-

– для полусуммы вертикальных неровностей

$$\Phi(\Omega) = \frac{a_V \cdot \Omega_C^2}{(\Omega^2 + \Omega_R^2) \cdot (\Omega^2 + \Omega_C^2)}, \Omega > 0;$$

– для полуразности вертикальных неровностей

$$\Phi(\Omega) = \frac{1}{b_A^2} \cdot \frac{\Omega^2}{(\Omega^2 + \Omega_S^2)} \cdot \frac{a_V \cdot \Omega_C^2}{(\Omega^2 + \Omega_R^2) \cdot (\Omega^2 + \Omega_C^2)}, \Omega > 0.$$

Результаты компьютерного моделирования. Используя описанную модель, выполним оценку влияния продольного смещения груза в вагоне на безопасность движения по критерию схода колеса с рельса. Рассмотрим движения одиночного полувагона с постоянной скоростью при различных положениях перевозимого груза, состояниях рельсового пути в кривой малого радиуса, а также при прохождении стрелочных переводов. Рассмотренные расчетные случаи в общем виде сведены в таблицу 3, в которой положительное смещение центра масс груза соответствует направлению движения вагона, отрицательное – противоположному.

дольном направлении наблюдается тенденция снижения значения $k_{уст}$ для всех рассмотренных случаев по мере увеличения скорости движения.

В то же время при смещении груза происходит перераспределение нагрузок на оси. В частности, при смещении в сторону движения вагона первая тележка (колеса 1л, 2л, 1п, 2п) оказывается более нагруженной по отношению ко второй (колеса 3л, 4л, 3п, 4п), соответственно, имеем обратную ситуацию при смещении груза в сторону, противоположную движению вагона. Как следствие, наблюдается увеличение значения $k_{уст}$ для колес первой по ходу тележки. Закономерна и ситуация, связанная со снижением коэффициента запаса

устойчивости колеса от схода при снижении вертикальной нагрузки вследствие смещения центра тяжести перевозимого груза. Важно отметить, что для рассматри-

ваемого режима движения снижение значения $k_{уст}$ достигает 20 % для колеса 1л, причем процент снижения значения растет по мере снижения скорости движения.

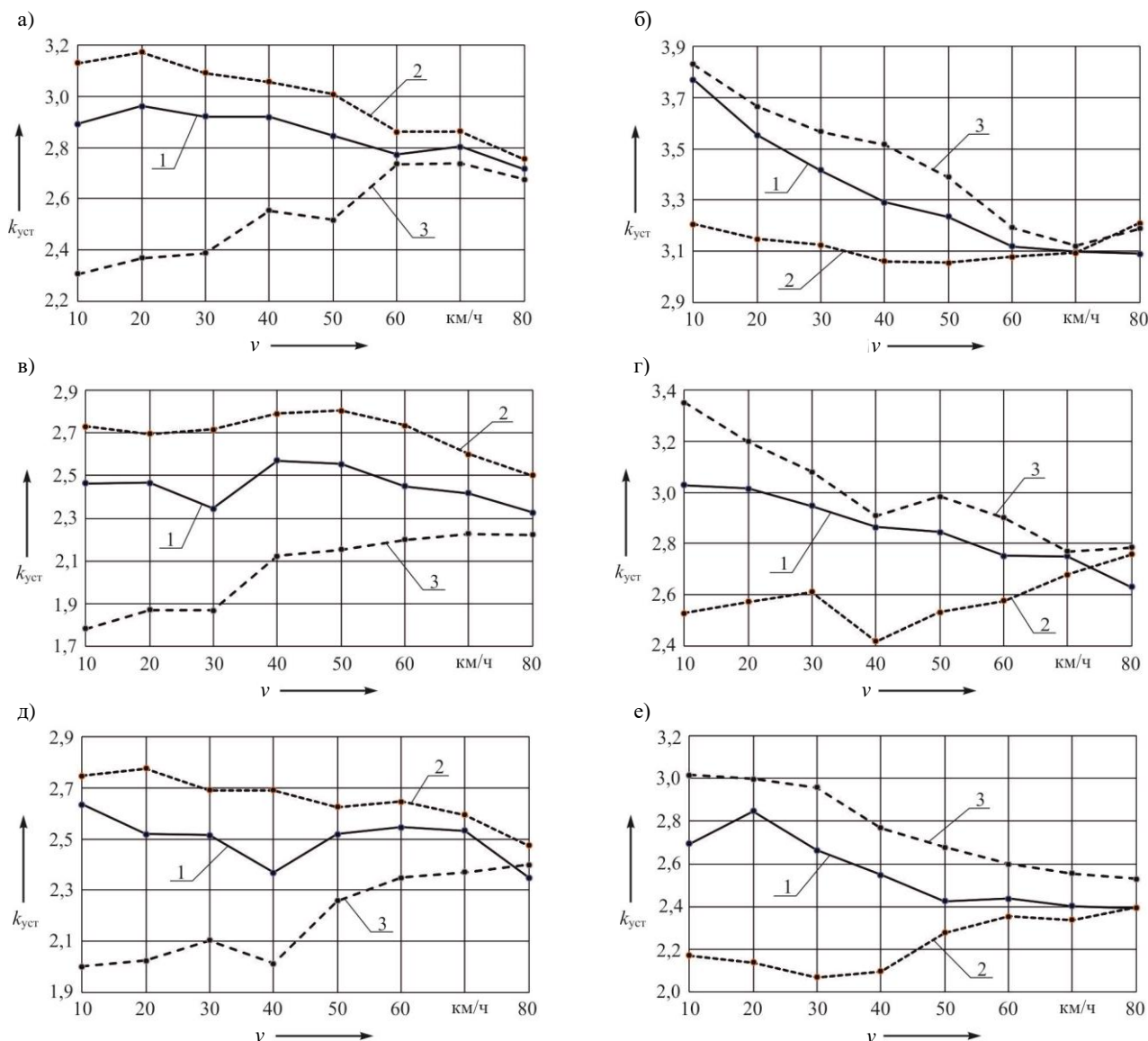


Рисунок 2 – Результаты определения коэффициента запаса устойчивости колес против схода с рельс при движении в кривой с радиусом 350 м: 1 – $\Delta x = 0$; 2 – $\Delta x = + 1,5$ м; 3 – $\Delta x = - 1,5$ м

Аналогичные тенденции наблюдаются и при режимах движения 1б и 1в (рисунок 1, в–е). В то же время выявлены особенности, которые связаны с минимальным значением $k_{уст}$ для колеса 3л с неровностями пути, соответствующими варианту II (рисунок 1, е) при движении вагона со скоростями 30–40 км/ч, а также с максимальным снижением значения $k_{уст}$ в результате смещения груза для колеса 3л в диапазоне скоростей 20–40 км/ч. Следует отметить, учет рассмотренных неровностей пути приводит к снижению $k_{уст}$ более чем на 25 % (рисунок 3).

Рассмотрим изменение значения $k_{уст}$ по мере смещения центра масс перевозимого груза при разных скоростях движения в кривой и состоянии пути, соответствующему варианту 2. На рисунке 4 приведены результаты оценки $k_{уст}$ левого набегающего колеса 1л, причем рассмотрены случаи смещения груза как в по-

ложительном направлении, так и в отрицательном. Установлено, что по мере смещения груза в направлении движения вагона значение $k_{уст}$ практически для всего рассмотренного диапазона скоростей увеличивается, что можно объяснить ростом вертикальной составляющей силы от колеса на рельс. В то же время при обезгруживании первой тележки вследствие смещения центра масс груза в обратную от направления движения вагона сторону наблюдается снижение $k_{уст}$ более чем на 20 %.

Рассмотрим отдельные результаты оценки снижения $k_{уст}$ при смещении центра масс груза на величину $-1,5$ м в случае движения по стрелочным переводам 1/9 и 1/11. На рисунке 5 приведены зависимости относительного изменения значений $k_{уст}$ для различных скоростей движения относительно случая отсутствия смещения груза.

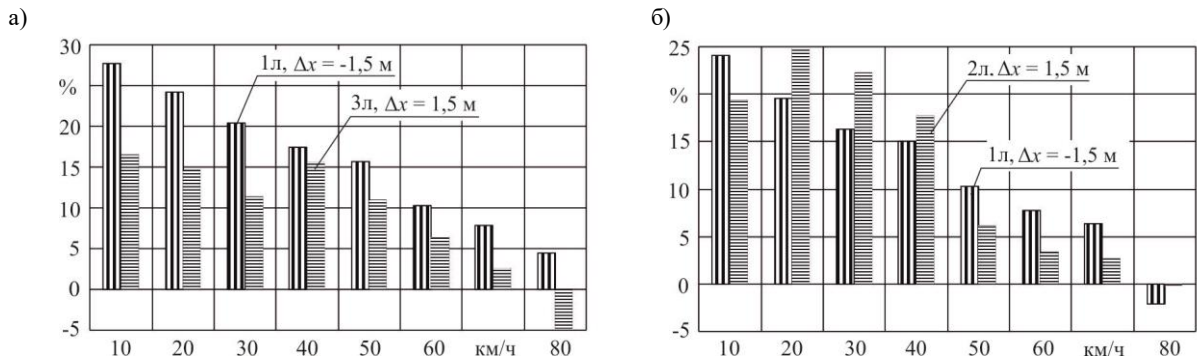


Рисунок 3 – Изменение $k_{уст}$, %, относительно случая отсутствия смещения груза:
а – вариант 1; б – вариант 2

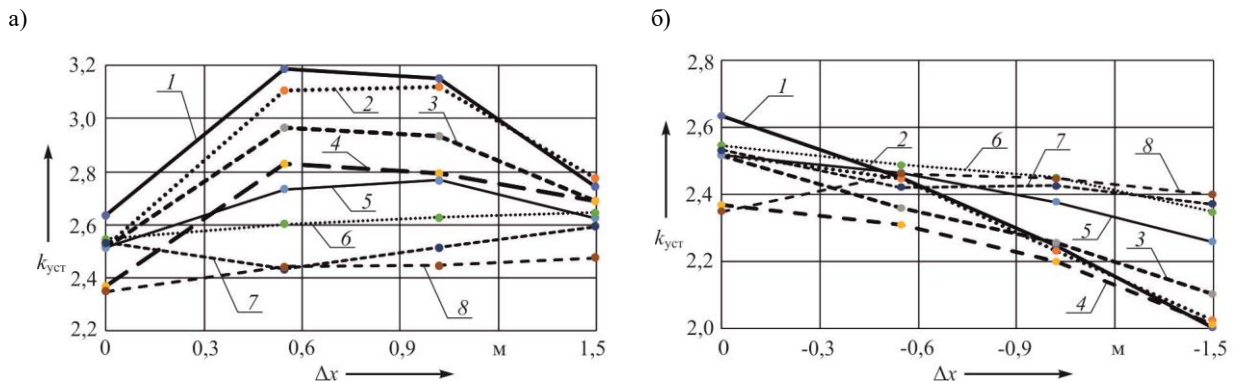


Рисунок 4 – Результаты моделирования устойчивости левого набегающего колеса 1л:
1 – $v = 10$ км/ч; 2 – $v = 20$ км/ч; 3 – $v = 30$ км/ч; 4 – $v = 40$ км/ч; 5 – $v = 50$ км/ч; 6 – $v = 60$ км/ч; 7 – $v = 70$ км/ч; 8 – $v = 80$ км/ч

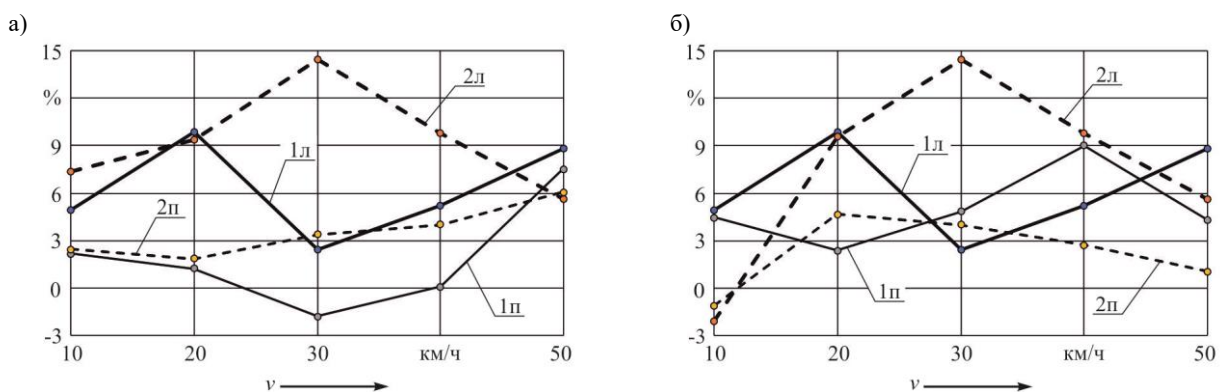


Рисунок 5 – Зависимости изменения, %, значений $k_{уст}$ при движении по стрелочным переводам относительно случая отсутствия смещения груза:
а – стрелка 1/11; б – стрелка 1/9

Результаты компьютерного моделирования показали, что смещение груза в продольном направлении может привести к снижению значения коэффициента устойчивости против схода колеса с рельса при движении по стрелочному переводу более чем на 14 %.

Заключение. С использованием программного комплекса «Универсальный механизм» выполнено компьютерное моделирование движения одиночного полувагона с грузом с учетом смещения его центра масс в продольном направлении. Оценка значений коэффициента запаса устойчивости от схода колеса с рельса показала, что:

- смещение центра тяжести груза в продольном направлении при движении в кривой радиусом 350 м и идеальном состоянии пути может привести к снижению $k_{уст}$ до 20 %, а с учетом неровностей путей в вертикаль-

- ной и горизонтальной плоскостях приводит к снижению на 25 % и более;

- смещение груза в продольном направлении может привести к снижению значения $k_{уст}$ при движении по стрелочному переводу более чем на 14 %.

Следует отметить, что получены значения $k_{уст}$, значительно превышающие минимально допустимое значение. В то же время приведенные результаты характерны для идеального состояния ходовой части вагона, и учет отклонений геометрических размеров колесных пар, профиля колеса, дефектов поверхности катания, допускаемых в эксплуатации, а также характеристик рессорного подвешивания может привести к более существенному снижению динамических качеств вагона.

Список литературы

1 **Анисимов, П. С.** Влияние несимметричного размещения грузов на динамические показатели четырехосных платформ / П. С. Анисимов, Л. О. Грачева // Вестник ВНИИЖТ. – 1975. – № 4. – С. 31–36.

2 **Анисимов, П. С.** Условия перевозки крупногабаритных и негабаритных грузов на четырехосных платформах / П. С. Анисимов, Л. О. Грачева. – М. : Транспорт, 1977. – 41 с.

3 **Бржезовский, А. М.** Нормативы несимметричной загрузки вагонов при реализации максимальной грузоподъемности / А. М. Бржезовский // Проблемы механики железнодорожного транспорта : тез. докл. – Днепропетровск, 1996. – С. 10.

4 **Бржезовский, А. М.** О нормировании параметров несимметричной загрузки универсальных грузовых вагонов / А. М. Бржезовский // Вестник ВНИИЖТ. – 2019. – № 2. – С. 82–89.

5 **Львов, А. А.** Динамика четырехосного полувагона при несимметричном его нагружении / А. А. Львов, В. А. Музыкин // Вестник ВНИИЖТ. – 1965. – № 4. – С. 8–12.

6 **Погорелов, Д. Ю.** Введение в моделирование динамики систем тел : учеб. пособие / Д. Ю. Погорелов. – Брянск : БГТУ, 1997. – 156 с.

7 **Пустья, А. В.** Теория и практика совершенствования конструкций кузовов вагонов с учетом взаимодействия с перевозимыми грузами : [монография] / А. В. Пустья. – Гомель : БелГУТ, 2011. – 295 с.

8 Технические условия размещения и крепления грузов: Приложение 3 к Соглашению о международном железнодорожном грузовом сообщении (СМГС) // Организация сотрудничества железных дорог (ОСЖД) [Электронный ресурс]. – 2015. – 714 с. – Режим доступа : https://www.rw.by/uploads/userfiles/files/prilogenije_3_smgs_2015.pdf. – Дата доступа : 08.05.2021.

9 Универсальный механизм 9. Руководство пользователя: моделирование динамики железнодорожных экипажей [Электронный ресурс]. – 2020. – 269 с. – Режим доступа : <http://www.umlub.ru/pages/index.php?id=3>. – Дата доступа : 08.05.2021.

10 **Brzhezovskiy, A.** Availability Coach Loading at Full Use of Load – Carrying Capacity / A. Brzhezovskiy // STS-Conference IHNA «Wheel/Rail Interface», Moscow, June 14–17 1999. – М. : Intext, 1999. – Vol. 2. – P. 559–560.

Получено 17.05.2021

A. V. Putsiata. Estimation of the influence of longitudinal displacement of the center of the cargo masses on the stability of a gondola car against derailment.

A description of a computer model of the dynamics of a gondola car with a load, the center of gravity of which has a longitudinal displacement, is given. An assessment of the influence of the longitudinal displacement of the center of mass of the load on the stability of the gondola car against derailment at different technical conditions of the track and the passage of turnouts is carried out. It was found that the displacement of the center of gravity of the load in the longitudinal direction when moving in a curve and along turnouts can lead to a decrease in the stability of the wheel against derailment by 25 % or more.