



Влияние сил упругого псевдопроскальзывания колёсных пар на возникновение ударных импульсов в поезде

Д. В. Морозов | старший преподаватель кафедры «Вагоны и вагонное хозяйство»;
Иркутский государственный университет путей сообщения, г. Иркутск;
email: moro-d@yandex.ru

И. Ю. Ермоленко | кандидат технических наук, доцент кафедры «Вагоны и вагонное хозяйство»;
Иркутский государственный университет путей сообщения, г. Иркутск;
email: ermolenko_iy@list.ru

А. А. Пыхалов | доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Физика, механика и приборостроение»;
Иркутский государственный университет путей сообщения, г. Иркутск;
email: pykhalov_aa@mail.ru

Основным вопросом при эксплуатации железнодорожного подвижного состава является безопасность перевозки грузов и пассажиров. В данной статье выделены вопросы влияния неисправностей элементов ходовых частей на напряжённо-деформированное состояние автосцепного оборудования. Выполнены исследования напряжённо-деформированного состояния автосцепки при воздействии ударных импульсов, возникающих в зависимости от скорости движения и параметров пути и вагона.

Ключевые слова: колёсная пара; автосцепное оборудование; ударные воздействия; безопасность движения

Цитирование: Морозов, Д. В. Влияние сил упругого псевдопроскальзывания колёсных пар на возникновение ударных импульсов в поезде / Д. В. Морозов, И. Ю. Ермоленко А. А. Пыхалов // Динамика и виброакустика. – 2025. – Т. 11, №1. – С. 40-50. DOI: 10.18287/2409-4579-2025-11-1-40-50

Введение

Подвижной состав железных дорог имеет сложную конструкцию. Понимание напряжённого состояния сборных конструкций подвижного состава является ключевым фактором для обеспечения его надёжности и долговечности. Силовые факторы, возникающие в эксплуатации, могут создавать значительные напряжения, которые могут привести к усталостным трещинам, деформациям и, в конечном итоге, к отказу конструкции.

Анализ напряжённого состояния сборных конструкций подвижного состава под воздействием силовых факторов, возникающих в эксплуатации, является важным аспектом в

области технической безопасности и надёжности транспортных средств. Подвижной состав, такой как поезда, трамваи, автобусы и другие виды транспорта, подвергается различным нагрузкам и воздействиям во время эксплуатации, что может привести к возникновению напряжений и деформаций в конструкциях. Основные силовые факторы, влияющие на напряжённое состояние сборных конструкций подвижного состава, включают в себя динамические нагрузки, термические воздействия, вибрации, ударные нагрузки, а также воздействие окружающей среды.

Целью исследования является определение причин возникновения ударных импульсов в механической системе «вагон-путь» и их влияние на напряжённо-деформированное состояние отдельных элементов конструкции вагона.

Статистика отцепок подвижного состава

В последние несколько лет идёт стабильная тенденция на увеличение отцепок вагонов по различным неисправностям его основных узлов. Только за первое полугодие 2024 года в текущий отцепочный ремонт (ТОР) поступило 684,9 тыс. вагонов.

Распределение по основным узлам имеет следующий вид [1]:

- колёсная пара – 42,8 %;
- кузов – 25,4 %;
- тележка – 13,9 %;
- автосцепное оборудование – 9,3 %;
- тормозное оборудование – 3,8 %;
- рама – 2,7 %;
- буксовый узел – 1,8 %;
- прочие отцепки – 0,2 %.

Основная доля отцепок (рисунок 1) связана с неисправностями тележек и колёсных пар, однако в последнее время также в значительной мере стали отказывать детали автосцепного оборудования.

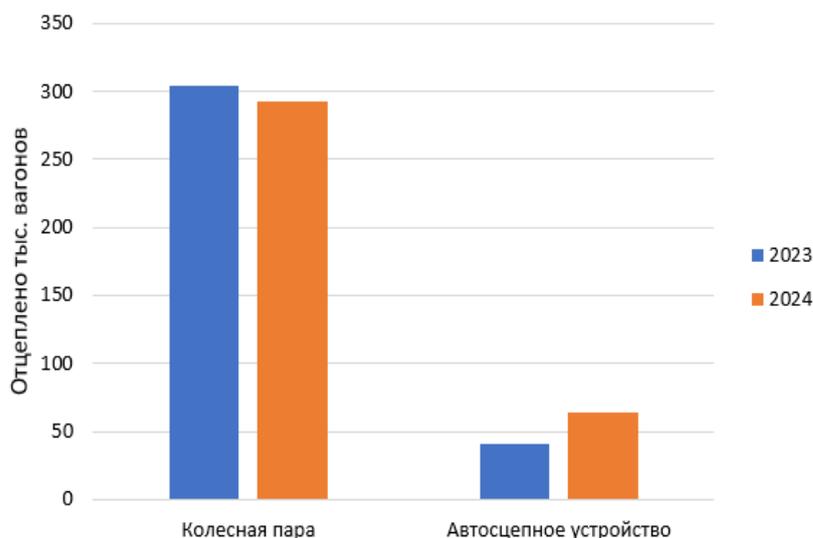


Рисунок 1 – Динамика отцепок вагонов в ТОР по неисправностям колёсных пар и автосцепного оборудования

Основываясь на данном анализе, можно предположить гипотезу о том, что два этих узла могут оказывать друг на друга негативное воздействие, которое может проявиться в виде

ударных импульсов, возникающих от неустойчивого движения колёсной пары в рельсовой колее.

Движение колёсной пары с учётом сил упругого псевдопроскальзывания

Для подтверждения данной гипотезы рассмотрим устойчивость движения колёсной пары в рельсовой колее, расчётная схема которой представлена на рисунке 2 [2–4].

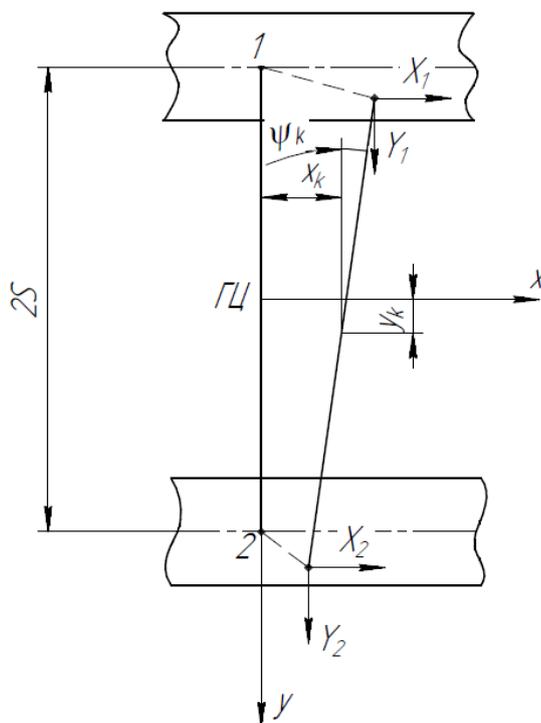


Рисунок 2 – Расчётная схема движения колёсной пары

Допустим, что продольные плоскости симметрии колёсной пары и пути совпадают, а радиусы кругов катания колёс одинаковы. Пусть при движении вследствие внешней причины геометрический центр (ГЦ) колёсной пары сместится перпендикулярно оси пути на величину y_k , а продольная ось повернётся относительно вертикали на ψ_k .

Уравнения движения колёсной пары как уравнения равновесия [5] составлены для расчётной схемы на основе использования принципа Даламбера:

$$\begin{cases} m_k \ddot{y}_k = Y_1 + Y_2; \\ J_{kz} \ddot{\psi}_{kz} = X_1 s - X_2 s, \end{cases}$$

где m_k – масса колёсной пары; J_{kz} – момент инерции колёсной пары; X_1, X_2 – проекция сил, действующая в точке контакта первого и второго колеса на ось x ; Y_1, Y_2 – то же на ось y ; s – половина расстояния между кругами катания.

Силы, действующие при движении в точках контакта, называемые силами крипа, на основе гипотезы упругого скольжения Картера можно определить по формуле [6]:

$$F_k = -F \frac{u}{v},$$

где F – коэффициент крипа (псевдоскольжения); u – скорость проскальзывания поверхностей колеса и рельса; v – скорость движения ГЦ колёсной пары.

Умножив полученные составляющие скорости относительного проскальзывания на коэффициент крипа F , получим выражения составляющих сил крипа в контактных точках 1 и 2, возникающих при движении колёсной пары

$$X_1 = -F \left(s\psi'_k + \frac{n}{r} y_k \right); \quad (1)$$

$$X_2 = -F \left(-s\psi'_k - \frac{n}{r} y_k \right); \quad (2)$$

$$Y_1 = Y_2 = -F(y'_k - \psi_k). \quad (3)$$

С учётом выражений (1–3) уравнения движения колёсной пары представим в виде:

$$\begin{cases} y''_k = -\frac{2F}{m_k v^2} y'_k + \frac{2F}{m_k v^2} \psi_k; \\ \psi''_k = -\frac{2F\mu s}{r I_{kz} v^2} y_k - \frac{2F s^2}{I_{kz} v^2} \psi'_k. \end{cases} \quad (4)$$

Для дальнейшего анализа приводим уравнения к нормальной форме, вводя новые обобщённые координаты: $q_1 = y_k$; $q_2 = \psi_k$; $q_3 = y'_k$; $q_4 = \psi'_k$.

Уравнения движения в этих координатах будут являться уравнениями возмущённого движения:

$$\begin{cases} q'_1 = 0 + 0 + q_3 + 0; \\ q'_2 = 0 + 0 + 0 + q_4; \\ q'_3 = 0 + \frac{2F}{m_k v^2} q_2 - \frac{2F}{m_k v^2} q_3 + 0; \\ q'_4 = -\frac{2F\mu s}{r I_{kz} v^2} q_1 + 0 + 0 - \frac{2F s^2}{I_{kz} v^2} q_4. \end{cases}$$

Характеристический определитель этой системы формально можно составить из коэффициентов при обобщённых координатах правой части уравнений, добавив к диагональным членам величину $-\lambda$:

$$\begin{vmatrix} -\lambda & 0 & 1 & 0 \\ 0 & -\lambda & 0 & 1 \\ 0 & \frac{2F}{m_k v^2} & -\frac{2F}{m_k v^2} - \lambda & 0 \\ -\frac{2F\mu s}{r I_{kz} v^2} & 0 & 0 & -\frac{2F s^2}{I_{kz} v^2} - \lambda \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} -\lambda & 0 & 1 & 0 \\ 0 & -\lambda & 0 & 1 \\ 0 & b_{32} & b_{33} - \lambda & 0 \\ b_{41} & 0 & 0 & b_{44} - \lambda \end{vmatrix}.$$

При условии равенства нулю определителя существует ненулевое решение системы уравнений. Раскрыв названный определитель и приравняв его к нулю, получим характеристическое уравнение относительно λ :

$$a_0 \lambda^4 + a_1 \lambda^3 + a_2 \lambda^2 + a_3 \lambda + a_4 = 0,$$

где $a_0 = 1$; $a_1 = -(b_{33} + b_{44}) = -\left(-\frac{2F}{m_k v^2} - \frac{2F s^2}{I_{kz} v^2}\right)$; $a_2 = b_{33} \cdot b_{44} = -\frac{2F}{m_k v^2} \cdot \left(-\frac{2F s^2}{I_{kz} v^2}\right)$;
 $a_3 = 0$; $a_4 = -b_{41} \cdot b_{32} = -\left(-\frac{2F\mu s}{r I_{kz} v^2}\right) \cdot \frac{2F}{m_k v^2}$.

Видно, что все знаки коэффициентов уравнения положительны, кроме $a_3=0$. Следовательно, необходимое условие ($a_i > 0, i=1, 2, \dots, 4$), при котором движение может быть устой-

чивым, не выполняется. Используя критерий Льенара-Шипара, решим вопрос об устойчивости движения.

Для этого необходимо рассмотреть знаки миноров T_i с нечётными индексами, так как a_1, a_2 и a_4 положительны:

$$T_3 = \begin{vmatrix} a_1 & 1 & 0 \\ 0 & a_2 & a_1 \\ 0 & a_4 & 0 \end{vmatrix} = a_1 \begin{vmatrix} a_2 & a_1 \\ a_4 & 0 \end{vmatrix} - \begin{vmatrix} 0 & a_1 \\ 0 & 0 \end{vmatrix} < 0.$$

Следовательно, по критерию Льенара-Шипара не все корни характеристического уравнения имеют отрицательные вещественные части, и движение колёсной пары будет неустойчивым [7].

Исследование возникновения ударных импульсов в системе «вагон-путь»

Движение одиночной колёсной пары по рельсовому пути при учёте сил кривого скольжения в пятнах контакта колёс и рельсов, как было определено, неустойчиво. При соединении колёсных пар с боковыми рамами тележки с достаточными разбегами в продольном и поперечном направлении неустойчивое движение колёсных пар будет вызывать дополнительные продольные и боковые колебания подрессоренных частей. Интенсивность этих колебаний определяется параметрами траектории каждой колёсной пары и усиливается горизонтальной рельсовой неровностью.

Таким образом, совокупность представленных факторов будет выводить механическую систему «вагон-путь» из равновесия. При этом значительные по величине вертикальные и боковые силы, действующие в контакте «колесо-рельс», будут считаться ударными импульсами (время действия $\approx 10^{-3}$ с).

На основе результатов работы [8] составляем упрощённую механическую систему вагона (рисунок 3), которая будет содержать один импульсный элемент и одну непрерывную часть.

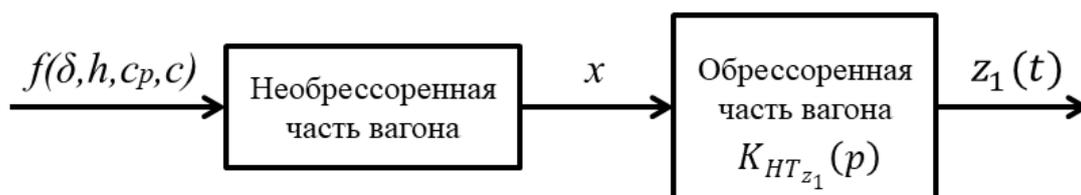


Рисунок 3 – Упрощённая схема механической системы вагона

В предложенной схеме входное воздействие (ударный импульс) характеризуется функцией $f(\delta, h, c_p, c)$ и зависит от параметров рельсовой колеи, характеристик узлов и деталей вагона. Каждый ударный импульс определяется разностью между количеством движений тела до удара и после удара.

Действие ударного импульса приводит к вертикальному или горизонтальному смещению необрессоренной части вагона с выходной функцией x . Далее происходит вертикальное перемещение обрессоренной части вагона, которое описывается функцией $z_1(t)$. Если вагон находится в составе поезда, тогда ещё нужно учитывать продольные смещения через автоцепные устройства.

Для определения величины этих перемещений необходимо знать передаточную функцию $K_{HT_{z_1}}(p)$. Передаточная функция для непрерывной части обрессоренных частей вагона рассчитана по формуле [8]:

$$K_{HT_{z_1}}(p) = \frac{p^2 + k_2^2}{m[(p+k_1^2)(p+k_2^2) - k_2^2]}, \quad (5)$$

где $k_1^2 = \frac{c_1 + c_2}{m}$; $k_2^2 = \frac{c_2}{M}$; $p \equiv \frac{d}{dt}$.

Таким образом, взаимодействие колёс с рельсовой колеёй вызывает появление одиночного пика скорости, который передаётся на обрессоренную часть вагона. Начальный скачок скорости вертикальных колебаний необрессоренной части вагона появляется в пределах 0,019–0,032 секунд от начала действия ударного импульса на колесо.

Численное моделирование воздействия ударных импульсов на НДС автосцепки

Для определения величины ударного импульса и изучения его влияния на элементы механической системы вагона рассматривалось напряжённо-деформированное состояние (НДС) автосцепки под воздействием продольных (сжимающих и растягивающих) сил. Подобная задача решалась авторами работы [9]. Для сравнения использовались такие же начальные условия: грузовой (тяжеловесный) поезд движется по расчётному подъёму 28 ‰.

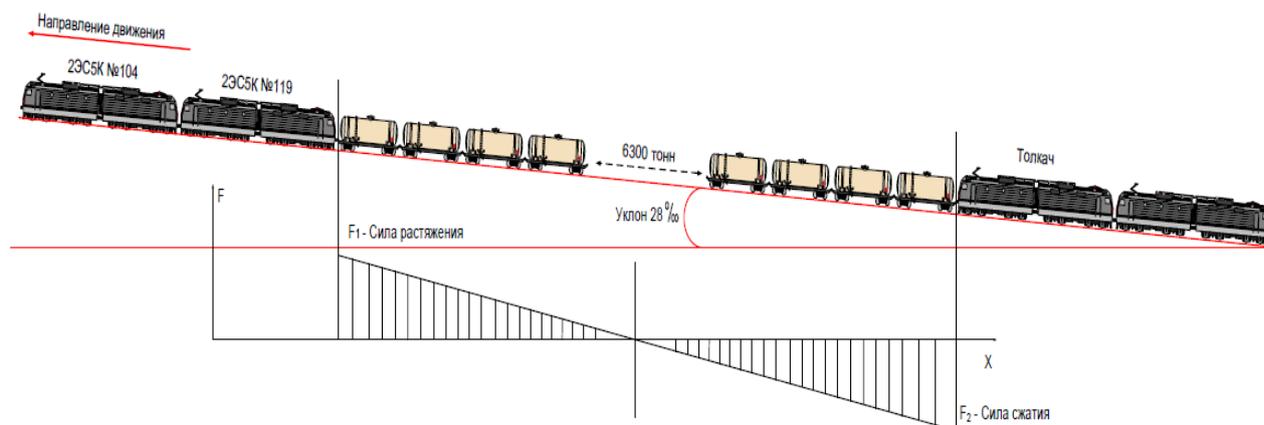


Рисунок 4 – Распределение продольных сил в поезде при движении на подъём

В соответствии с [10] и [11] выбран I расчётный режим нагрузок, прикладываемых на автосцепку, где действуют максимальные ударные импульсы.

Для исследования НДС автосцепки хвостовик был жёстко закреплён, действующие на автосцепку статические силы направляются вдоль оси, перпендикулярно основным граням рабочей поверхности большого и малого зубьев.

Результаты моделирования представлены на рисунках 5–6.

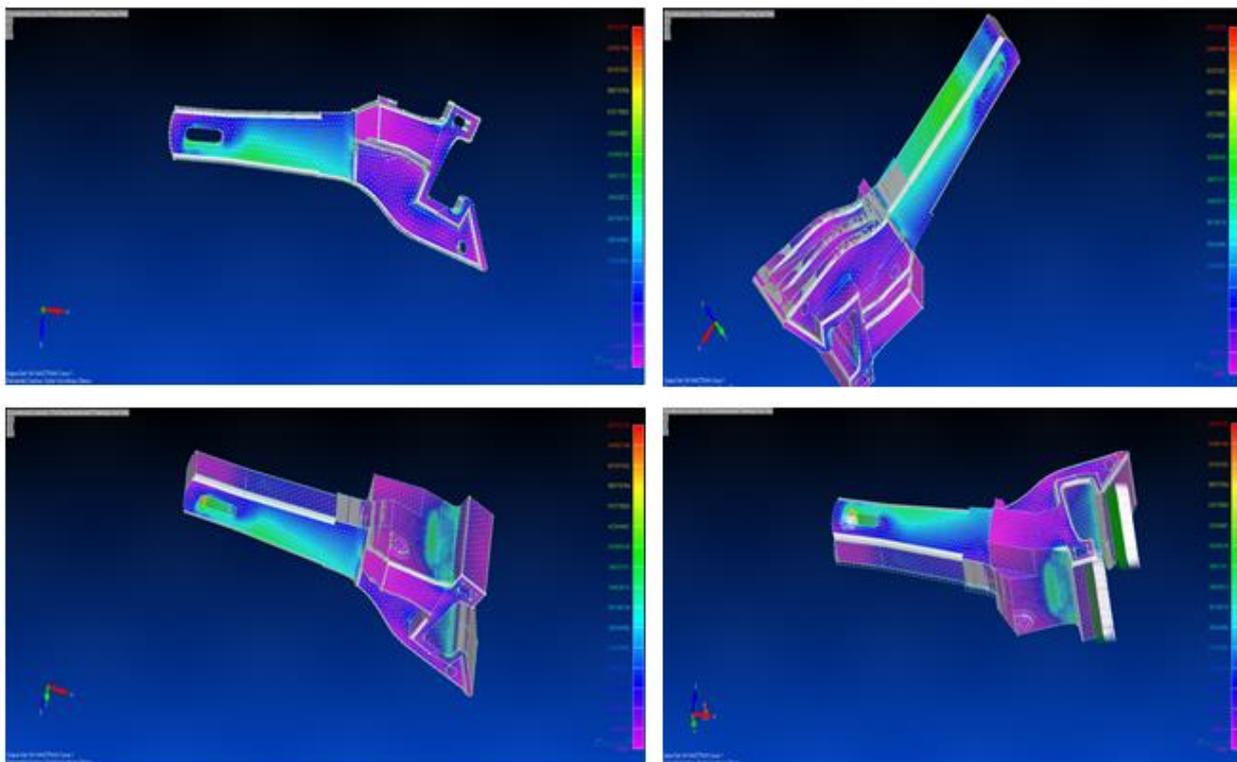


Рисунок 5 – Результаты расчёта НДС автосцепки (I расчётный режим $P_1 = -2,5$ МН)

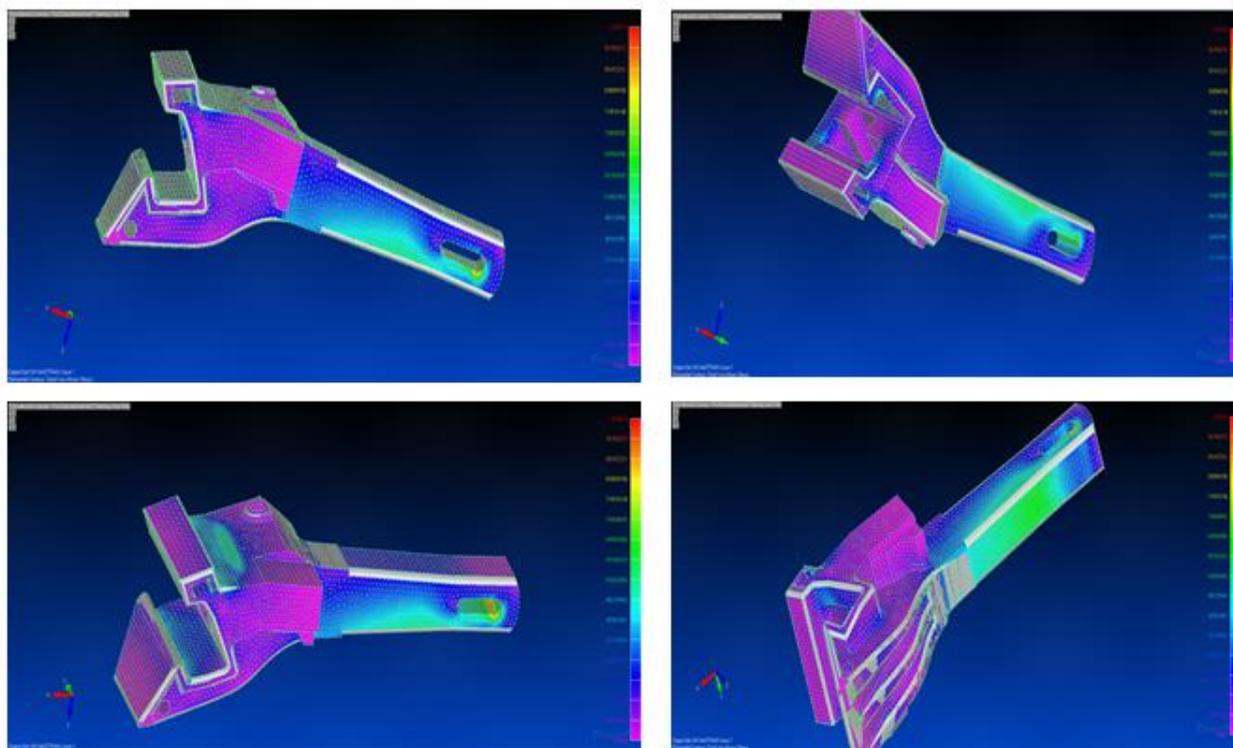


Рисунок 6 – Результаты расчёта НДС автосцепки (I расчётный режим $P_1 = +3,5$ МН)

В результате моделирования видим следующую картину – при воздействии ударных импульсов, зарождающихся от взаимодействия контакта «колесо-рельс» (необрессоренная часть вагона), и передачи на обрессоренную часть вагона, максимальные напряжения возникают в сечениях, традиционно подверженных изломам в эксплуатации (рисунок 7). Кроме

этого, автосцепка имеет изгиб в левую сторону, что в дальнейшем сходится с результатами расчётов работы [9], а также подтверждено опытом эксплуатации.



Рисунок 7 – Пример разрушения корпуса автосцепки от действия сверхнормативных продольных сил

Вывод

По результатам исследования можно определить зависимость возникновения ударных импульсов от параметров рельсовой колеи и сил, действующих на элементы конструкции при движении в точках контакта.

Также следует отметить, что значительная часть аварий с поездами происходит в кривых малого радиуса, подъёмах и уклонах, когда автосцепки занимают критическое положение друг относительно друга. Рассмотренная модель позволяет достоверно исследовать эти режимы с определением реальной картины рабочих процессов. Данный подход к исследованию важнейших узлов вагонов с применением современных технологий моделирования даёт возможность выработать оптимальные методики эксплуатации подвижного состава, обеспечивающие безопасность движения поездов.

Список использованных источников

1. Агафонов, М. С. Отцепки грузовых вагонов в неплановый ремонт в первом полугодии 2024 г. / М. С. Агафонов // Вагоны и вагонного хозяйства. – 2024. – №3(79). – С. 11-13.
2. Сенько, В. И. Математическое моделирование движения одиночной колесной пары с учетом явления упругого скольжения / В. И. Сенько, С. М. Васильев // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. – 2015. – №3(47). – С. 18-21.
3. Вериго, М. Ф. Взаимодействие пути и подвижного состава / М. Ф. Вериго, А. Я. Коган. – Москва : Транспорт, 1986. – 560 с.
4. Ресельс, А. П. Экспериментальное определение боковых сил в системе «колесо – рельс» при движении поездов по горно-перевальному участку / А. П. Ресельс, Е. В. Филатов, Д. А. Ковенькин, Т. М. Баранов // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. – 2020. – Т. 65, № 1. – С. 75-84.
5. Вершинский, С. В. Динамика вагона / С. В. Вершинский, А. В. Данилов, В. Д. Хусидов. – Москва : Транспорт, 1991. – 360 с.

6. Гарг, В. К. Динамика подвижного состава / В. К. Гарг, Р. В. Дуккипати; перевод с английского. – Москва : Транспорт, 1988. – 391 с.
7. Ляпунов, А. М. Общая задача об устойчивости движения / А. М. Ляпунов. – Москва; Ленинград : Гос. изд-во техн.-теорет. лит., 1950. – 472 с.
8. Леоненко, Е. Г. Исследование периодических импульсных воздействий на порожний подвижной состав / Е. Г. Леоненко // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. –2019. – №4(64). – С. 96-101.
9. Давыдов, Ю. А. Комплексные исследования элементов автосцепных устройств локомотивов / Ю. А. Давыдов, А. К. Пляскин // Транспорт Азиатско-Тихоокеанского региона. – 2013. – №1(1). – С. 32-39.
10. ГОСТ 33211-2014. Вагоны грузовые. Требования к прочности и динамическим качествам. – Москва : Стандартиформ, 2020. – 53 с.
11. Конструирование и расчет вагонов : учебник / П. С. Анисимов, В. В. Лукин, В. Н. Котуранов [и др.] – Москва : ФГОУ «УМЦ ЖДТ», 2011. – 688 с.

Influence of forces of elastic pseudo-slippage of wheel pairs on the occurrence of shock pulses in the train

D. V. Morozov	Senior Lecturer of the Department “Wagons and wagon equipment”; Irkutsk State Transport University, Irkutsk, Russian Federation; email: moro-d@yandex.ru
I. Yu. Ermolenko	Candidate of Science (Engineering), Associate Professor of the Department “Wagons and wagon equipment”; Irkutsk State Transport University, Irkutsk, Russian Federation; email: ermolenko_iy@list.ru
A. A. Pykhalov	Doctor of Science (Engineering), Professor of the Department of Physics, Mechanics and Instrumentation; Irkutsk State Transport University, Irkutsk, Russian Federation; email: pykhalov_aa@mail.ru

The main issue in the operation of railway rolling stock is the safety of transportation of goods and passengers. This article highlights the impact of faults in chassis components on the stress-strain state (hereinafter referred to as SSS) of automatic coupler equipment. Studies of the stress-strain state of the automatic coupler under the influence of shock pulses arising depending on the speed of movement and the parameters of the track and the car were carried out.

Keywords: wheelset; automatic coupling equipment; shock effects; traffic safety

Citation: Morozov, D. V., Ermolenko, I. Yu. and Pykhalov, A. A. (2025), “Influence of forces of elastic pseudo-slippage of wheel pairs on the occurrence of shock pulses in the train”, *Journal of Dynamics and Vibroacoustics*, vol. 11, no. 1, pp. 40-50. DOI: 10.18287/2409-4579-2025-11-1-40-50. (In Russian; abstract in English)

References

1. Agafonov, M. S. (2024), “Uncoupling of freight cars for unscheduled repairs in the first half of 2024”, *Wagons and wagon facilities*, №3(79), pp. 11-13.
2. Senko, V. I. and Vasiliev, S. M. (2015), “Mathematical modeling of the movement of a single wheelset taking into account the phenomenon of elastic sliding”, *Modern technologies. Systems analysis. Modeling*, №3(47), pp. 18-21.
3. Verigo, M. F. and Kogan, A. Ya. (1986), *Vzaimodeystvie puti i podvizhnogo sostava* [Interaction of track and rolling stock], Transport, Moscow, 560 p.
4. Resels, A. P., Filatov, E. V., Kovenkin, D. A. and Baranov, T. M. (2020), “Experimental determination of lateral forces in the «wheel – rail» system during the movement of trains at the mountain-pass section”, *Modern technologies. Systems analysis. Modeling*, vol. 65, no. 1, pp. 75-84.
5. Vershinsky, S. V., Danilov, A. V. and Khusidov, V. D. (1991), *Dinamika vagona* [Dynamics of wagons], Transport, Moscow, 360 p.
6. Garg, V. K. and Dukkipati, R. V. (1988), *Dinamika podvizhnogo sostava* [Rolling stock dynamics] : trans. from English, Transport, Moscow, 391p.
7. Lyapunov, A. M. (1950), *Obshchaya zadacha ob ustoychivosti dvizheniya* [General problem of stability of movement], Gos. izd-vo tekhn.-teoret. lit., Moskva, Leningrad.
8. Leonenko, E. G. (2019), “Study of periodic impulse effects on empty rolling stock”, *Modern technologies. Systems analysis. Modeling*, no. 4 (64), pp. 96-101.

9. Davydov, Yu. A. and Plyaskin, A. K. (2013), "Comprehensive analysis of elements of locomotive automatic couplers", *Transport of the Asia-Pacific region*, no. 1(1), S. 32-39.

10. GOST 33211-2014 (2020), *Vagony gruzovye. Trebovaniya k prochnosti i dinamicheskim kachestvam* [Freight wagons. Requirements for strength and dynamic qualities], Standartinform, Moscow, 53 p.

11. Anisimov, P. S., Lukin, V. V., Koturanov, V. N., Khokhlov, A. A. and Kobishchanov, V. V. (2011), *Konstruirovaniye i raschet vagonov : uchebnik* [Design and calculation of wagons: textbook], FGOU "UMTs ZhDT", Moscow, 688 p.