

Н.В. Анциферова¹, И.Ю. Ермоленко¹

¹ Иркутский государственный университет путей сообщения, г. Иркутск, Российская Федерация

ИССЛЕДОВАНИЕ КОЛЕБАНИЙ КОЛЕСНОЙ ПАРЫ ПРИ ДВИЖЕНИИ С УЧЕТОМ УПРУГОГО ПРОСКАЛЬЗЫВАНИЯ В ТОЧКЕ КОНТАКТА «КОЛЕСО-РЕЛЬС»

Аннотация. Рассматриваются вопросы контактного взаимодействия колеса и рельса в прямых участках пути при наличии явления упругого проскальзывания (крипа) во время движения. Смоделировано движение колесной пары с учетом извилистого движения, определено ее влияние на критическую скорость движения экипажа и влияние на возникновение боковых сил в точке контакта «колесо-рельс».

Ключевые слова: система «колесо-рельс», крип, упругое проскальзывание, колебания колесной пары, критическая скорость движения.

N.V. Antsiferova¹, I.Yu. Ermolenko¹

¹ Irkutsk State Transport University, Irkutsk, the Russian Federation

INVESTIGATION OF OSCILLATIONS OF A WHEELSET DURING MOVEMENT, TAKING INTO ACCOUNT ELASTIC SLIPPING AT THE POINT OF CONTACT "WHEEL-RAIL"

Abstract. The issues of contact interaction of a wheel and a rail in straight sections of the track in the presence of the phenomenon of elastic slippage (creep) during movement are considered. The movement of a wheelset is modeled taking into account the tortuous movement, its effect on the critical speed of the vehicle and the effect on the occurrence of lateral forces at the point of contact "wheel-rail" is determined.

Keywords: wheel-rail system, creep, elastic slippage, wheelset vibrations, critical speed.

Введение

Взаимодействие колеса и рельса является ключевым в проблемах движения колеса относительно рельса. В этом взаимодействии должен быть по возможности низкий уровень трения для обеспечения движения больших масс с малым сопротивлением, но вместе с тем уровень трения должен быть достаточным для обеспечения требуемой силы тяги. Конструкционные материалы должны обладать достаточной прочностью, чтобы обеспечить сопротивляемость вертикальным силам, возникающим вследствие высоких нагрузок, и динамическим реакциям во взаимодействии колес и рельсов, вызываемым вертикальными и поперечными ускорениями элементов подвижного состава, которые обусловлены неровностями пути и некруглостью колес. Однако ни темпы изнашивания, ни темпы развития усталостных дефектов не должны быть столь высокими, чтобы создавать угрозу экономической эффективности тяжеловесного движения [1].

Учеными доказано [2-3], что движение железнодорожного экипажа с двумя осями, не имеющими поперечных и продольных разбегов, с коническими колесами будет обязательно сопровождаться проскальзыванием колес по рельсам вследствие разницы в пройденных путях колёсами меняющимися радиусами кругов катания. При проскальзывании по контактам колес и рельсов возникают силы упругого скольжения, которые принято называть силами псевдоскольжения или силами крипа.

На основании экспериментальных и теоретических исследований было установлено, что при качении колеса по рельсу площадь контакта, вероятно, разделяется на зоны сцепления и микропроскальзывания, что вызывает изменение тангенциальных сил на площадке (рис.1).

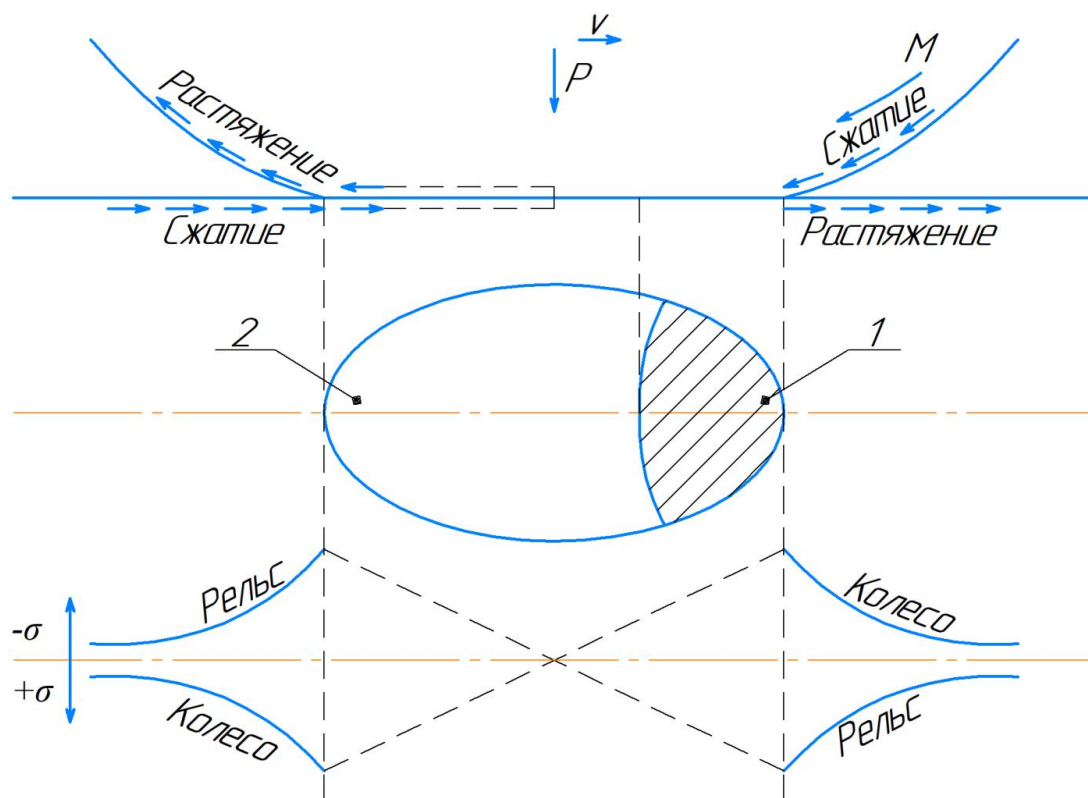


Рис. 1. Формирование зоны скольжения (1), зоны сцепления (2) и напряжений в зоне контакта колеса с рельсом приложении к колесу ускоряющих (замедляющих усилий)

Крип возникает в результате сочетания сцепления и относительного микропроскальзывания участков контактирующих поверхностей колес и рельсов в зоне упругого взаимодействия колеса и рельса. Движение колесной пары в тележке стеснено рамой, вследствие возникает как продольный, так и поперечный крип. Рассмотрим каждый крип поподробнее.

Продольный крип

В кривых положениях чистого качения соответствует такому смещению колесной пары к наружному рельсу, при котором разность диаметров качения двух колес позволяет колесной паре кинематически катиться по рельсам.

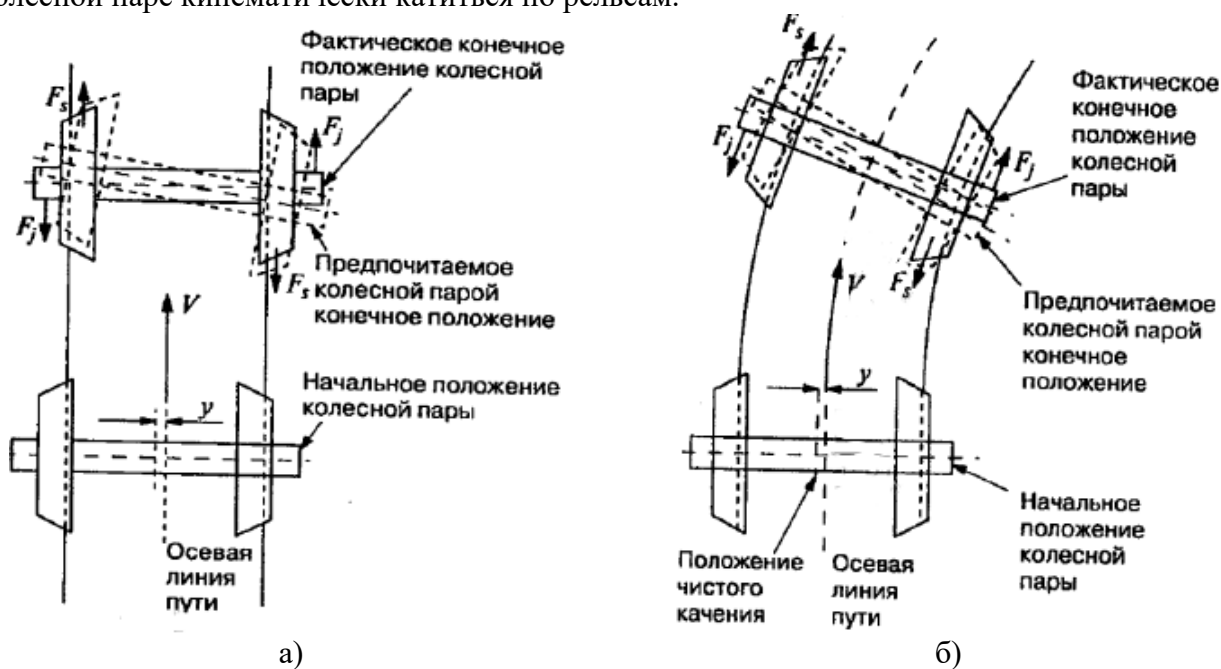


Рис. 2. Продольное проскальзывание колесной пары

При качении со скоростью смещенная колесная пара будет стремиться к наружному рельсу, при котором разность диаметров качения двух колес позволяет колесной паре катиться по рельсу. При качении со скоростью смещенная колесная пара будет стремиться к предпочтительному положению (рис. 2).

Поперечный крип

Извилистое движение одиночной колесной пары сопровождается возникновением сил инерции и моментов сил инерции, действующих в горизонтальной плоскости. Силы могут послужить причиной ограничения скоростей движения поездов [4]. Приводит к тому, что извилистое движение вагонов вредно, оно способствует к тому, что гребни колёс контактируют с боковыми поверхностями головок рельсов только при наибольшем отклонении колесной пары от оси пути, т.е. на участках небольшой протяженности.

Горизонтальные усилия возникают и при взаимодействии оси колесной пары с рамой тележки, Касательные усилия в точках опор катящейся колесной пары неизбежно, как показывают эксперименты, вызывают проскальзывание колес по головкам рельсов. Учет проскальзывания переводит задачу о движении колесных пар из области задач кинематических в область динамических.

Таким образом, в точке опоры колеса на головку рельса возникают продольные и поперечные силы, являющиеся составляющими реакции рельса.

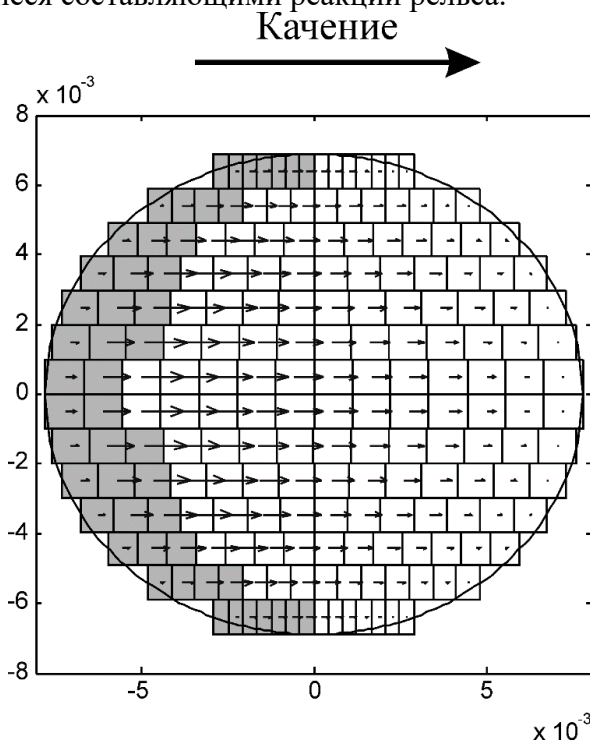


Рис. 3. Распределение касательных усилий в пределах площадки контакта колеса с рельсом

Влияние сил крипа на возникновение колебаний колесной пары

Силы крипа при определенной скорости движения экипажа вызывают особый вид колебаний, которые называют автоколебаниями. Автоколебаниями называются такие, у которых энергия для их поддержания поступает из источников неколебательного характера, зависящих от движения самой системы (за счет сил трения).

Скорость, при которой возникают автоколебания вагона, называют критической скоростью. Это предельная скорость, существование которой обусловлено взаимодействием колес с рельсами и при которой не происходит демпфирования основных колебаний экипажа.

На рисунке 4 показана диаграмма амплитуд горизонтальных колебаний колесной пары для различных скоростей движения вдоль железнодорожного пути. Линия стабильных циклов делит диаграмму на область устойчивости (колебания колесной пары затухают) и область неустойчивости (колебания колесной пары существуют и могут увеличиваться).

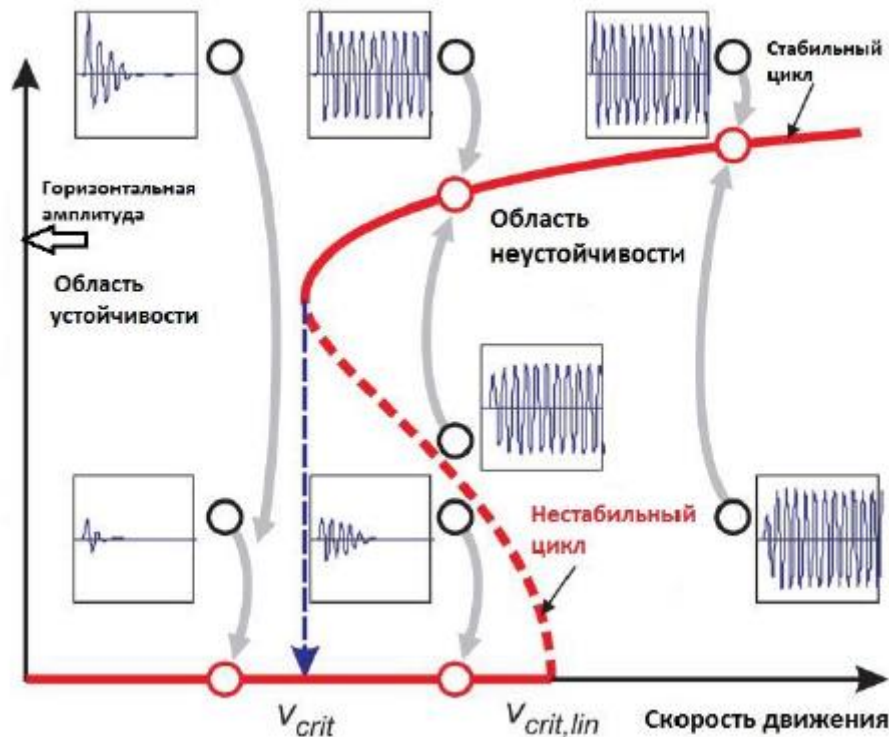


Рис. 4. Диаграмма амплитуд горизонтальных колебаний колесной пары

На диаграмме обозначены две критические скорости: при линейном кripe и при нелинейном кripe. При линейном кripe значение критической скорости выше.

Для аналитического представления сил кripe используют формулу, связывающую силу кripe с коэффициентами кripe k и относительными скоростями проскальзывания [5]:

$$F_x = k_x \frac{\dot{x}}{v}; F_y = k_y \frac{\dot{y}}{v}, \quad (1)$$

где v – скорость движения колесной пары; \dot{x}, \dot{y} – скорости проскальзывания колеса по осям X и Y.

На рисунке 5 представлена расчетная схема одиночной колесной пары при взаимодействии с железнодорожным путем.

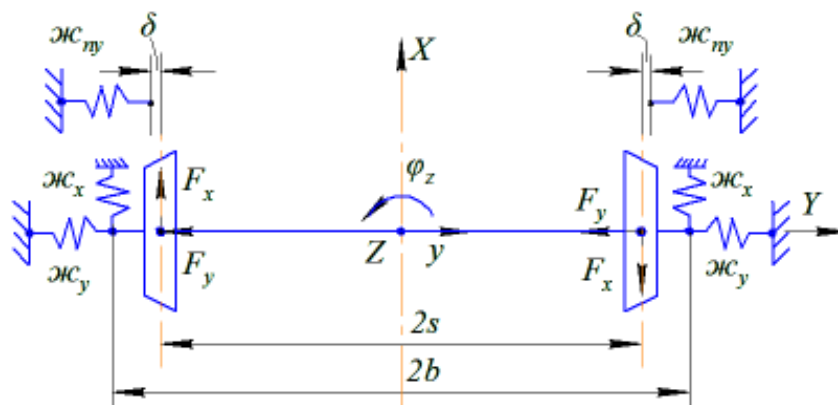


Рис. 5. Расчетная схема одиночной колесной пары

На основании формул сил кripe (1) и расчетной схемы одиночной колесной пары (рис. 5) дифференциальные уравнения колебаний колесной пары в горизонтальной плоскости будут иметь вид:

$$m\ddot{y} + 2k \left(\frac{\dot{y}}{v} + \varphi_z \right) + 2\Pi \frac{i}{s} y + 2j_y y + j_{ny} (y + s\varphi_z - \delta) = 0 \quad (2)$$

$$J_z \ddot{\phi}_z + 2k \left(\frac{s^2}{v} \phi_z - \frac{is}{r} y \right) - 2\Pi is \phi_z + 2b^2 j_x \phi_z = 0 \quad (3)$$

где m – масса колесной пары, т; J_z – момент инерции колесной пары относительно оси Z , тм^2 ; k – коэффициент крива; v – линейная скорость движения колесной пары по оси X , м/с; Π – нагрузка от колеса на рельс, кН; i – конусность поверхности катания колеса колесной пары; j_y – коэффициент жесткости связи колесной пары с рамой тележки по оси Y , кН/м; j_x – коэффициент жесткости связи колесной пары с рамой тележки по оси X , кН/м; $j_{\text{пл}}$ – коэффициент эквивалентной жесткости рельса по оси Y , кН/м; r – радиус колеса колесной пары по кругу катания, м; δ – боковой зазор между гребнем колеса и боковой гранью головки рельса, м.

Результаты расчета колебаний бокового отхода и виляния колесной пары представлены в таблице 1 и боковых сил в токах контакта колеса и рельса в таблице 2.

Таблица 1 – Боковой отход ($Z_{i,1}$) и виляние ($Z_{i,3}$) колесной пары в рельсовой колее

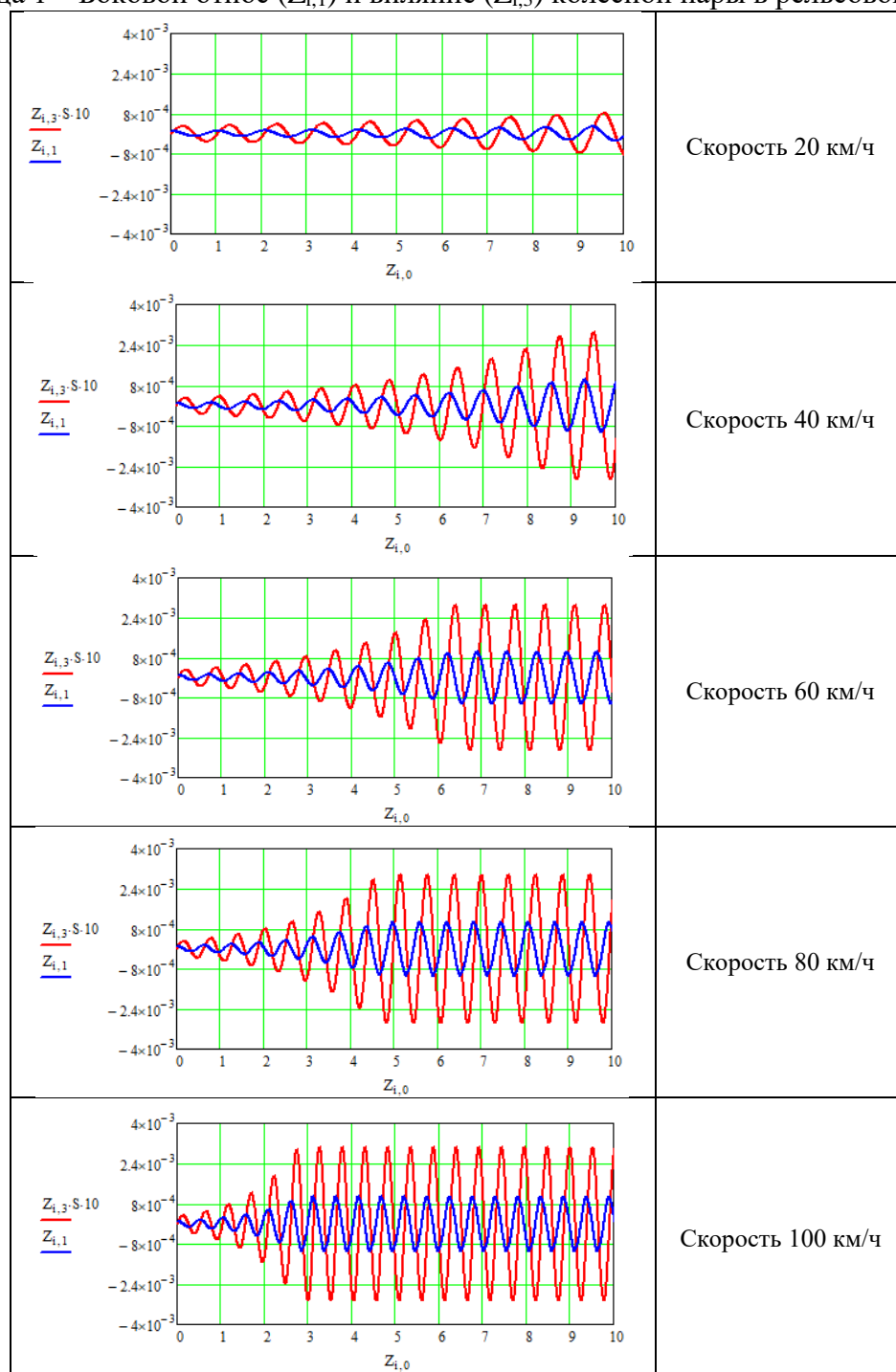
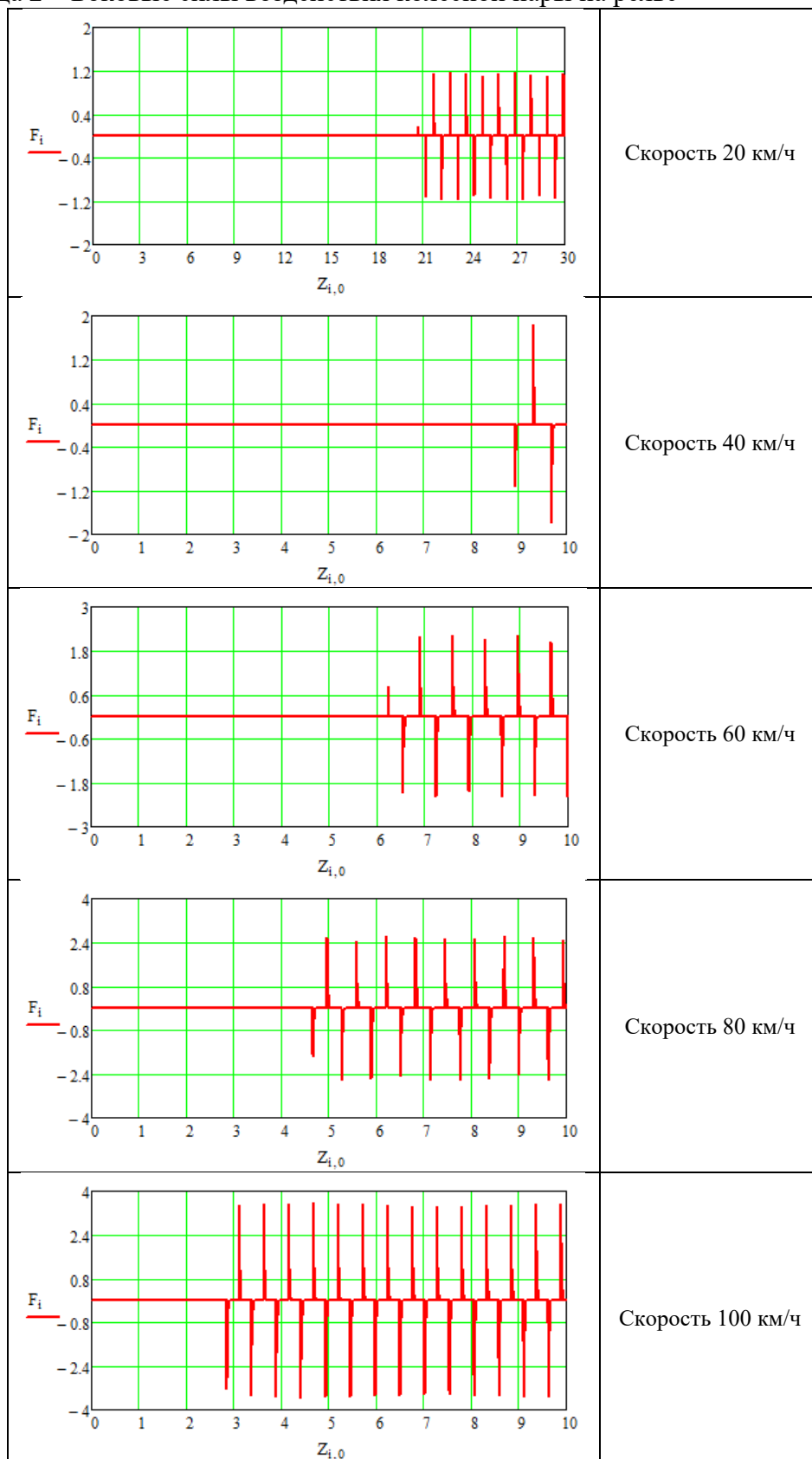


Таблица 2 – Боковые силы воздействия колесной пары на рельс



Таким образом, одиночная колесная пара или тележка с жесткой рамой, не связанная с кузовом, движется по прямому участку пути с постоянной или возрастающей амплитудой извилистого движения, что схематично представлено выше. Это так называемая фазовая траектория колебательной системы «колесо-рельс», при движении по прямому участку пути. Гребни колес ограничивают амплитуду колебаний, поэтому она не может быть больше половины суммарного зазора между головками рельсов и гребнями (минимальный зазор – 7

мм, номинальный – 14 мм, максимальный – 39мм), если горизонтальная жесткость пути принимается бесконечной. Это положение называется предельным циклом [6].

Заключение

Для того чтобы ограничить амплитуду колебаний колесной пары следует увеличить длину волны виляния. Для этого нужно уменьшать зазоры в проемах между буксой и боковой рамой тележки, между гребнями колес и головками рельсов (путем сокращения ширины колеи и ограничения допускаемого износа гребней), уменьшать коничность колес и создавать упруго-фрикционные связи между осями в плане, препятствующие их относительным поворотам в процессе извилистого движения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Вериго М.Ф., Коган А.Я. Взаимодействие пути и подвижного состава. М.: Транспорт, 1986. 559 с.
2. Грачева Л.О. Взаимодействие вагонов и железнодорожного пути (вынужденные колебания) // Науч. тр. / М.: ВНИИЖТ 1968. Вып. 356. 208 с.
3. Вершинский С.В., Данилов В.Н., Хусидов В.Д. Динамика вагона: Учебник для вузов ж.-д. трансп. М.: Транспорт, 1991. 360 с.
4. ГОСТ 33211-2014. Вагоны грузовые. Требования к прочности и динамическим качествам. М.: Стандартиформ, 2016. 57 с.
5. Мямлин С.В. Моделирование динамики рельсовых экипажей. Д.: Новая идеология, 2002. 240 с.
6. Камаев В.А. Оптимизация параметров ходовых частей железнодорожного подвижного состава. М.: Машиностроение, 1980. 215 с.

REFERENCES

1. Verigo M.F., Kogan A.Ya. Vzaimodeystviye puti i podvizhnogo sostava [Interaction of track and rolling stock]. Moscow: Transport, 1986, 559 p.
2. Gracheva L.O. Vzaimodeystviye vagonov i zheleznodorozhnogo puti (vynuzhdennyye kolebaniya) [Interaction of wagons and railway tracks (forced vibrations)] // Nauch. tr. / Moscow: VNIIZhT 1968, Issue 356, 208 p.
3. Vershinsky S.V., Danilov V.N., Khusidov V.D. Dinamika vagona: Uchebnyk dlya vuzov zh.-d. transp. [Dynamics of the car: Textbook for universities of railway transport]. Moscow: Transport, 1991, 360 p.
4. GOST 33211-2014. Vagony gruzovye. Trebovaniya k prochnosti i dinamicheskim kachestvam [Freight wagons. Requirements for strength and dynamic properties]. Moscow: Standartinform, 2016, 57 p.
5. Myamlin S.V. Modelirovaniye dinamiki rel'sovykh ekipazhey [Modeling the dynamics of rail crews]. Dnepropetrovsk: Novaya ideologiya, 2002, 240 p.
6. Kamaev V.A. Optimizatsiya parametrov khodovykh chastey zheleznodorozhnogo podvizhnogo sostava [Optimization of parameters of undercarriage of railway rolling stock]. M.: Mashinostroenie Publ., 1980. 215 p.

Информация об авторах

Анциферова Никита Вадимовна – студент гр. ПСЖ.4-18-1, кафедра «Автоматизация производственных процессов», Иркутский государственный университет путей сообщения, г. Иркутск, e-mail: e: nika.n1k1@yandex.ru

Ермоленко Игорь Юрьевич – к.т.н., старший преподаватель кафедры «Вагоны и вагонное хозяйство», Иркутский государственный университет путей сообщения, г. Иркутск, e-mail: ermolenko_iy@list.ru

Authors

Nikita Vadimovna Antsiferova – Student, Department of Automation of Production Processes, Irkutsk State Transport University, Irkutsk, e-mail: nika.n1k1@yandex.ru

Igor Yurievich Ermolenko – Ph.D. of Engineering Sciences, senior lecturer of the department «Cars and carriage facilities», Irkutsk State Transport University, Irkutsk, e-mail: ermolenko_iy@list.ru