

УДК 625. 032. 5.004.624.: 625.032.3

**Говоруха В.В.**, канд. техн. наук, ст. науч. сотр.,  
**Макаров Ю.А.**, аспирант  
(ИГТМ им. Н.С. Полякова НАН Украины)

**ИССЛЕДОВАНИЯ БОКОВОГО ИЗНОСА РЕЛЬСОВ ПРИ  
МЕХАНИЧЕСКОМ ВЗАИМОДЕЙСТВИИ ПУТИ И КОЛЕС  
ХОДОВОЙ ЧАСТИ ВАГОНОВ НА КРИВОЛИНЕЙНЫХ УЧАСТКАХ  
ПУТИ**

**Говоруха В.В.**, канд. техн. наук, ст. наук, співр.  
**Макаров Ю.О.** аспірант  
(ИГТМ ім. М.С. Полякова НАН України)

**ДОСЛІДЖЕННЯ БОКОВОГО ЗНОСУ РЕЙОК ПРИ МЕХАНІЧНІЙ  
ВЗАЄМОДІЇ КОЛІ І КОЛІС ХОДОВИХ ЧАСТИН ВАГОНІВ НА  
КРИВОЛІНІЙНИХ ДІЛЬНИЦЯХ КОЛІЇ**

**Govorukha V.V.**, Ph.D. (Tech.), Senior Researcher  
**Makarov Yu. A.**, Doctoral Student  
(N.S. Polyakov IGTM NAS of Ukraine)

**RESEARCH OF THE RAIL LATERAL WEAR AT THEIR MECHANICAL  
INTERACTION WITH WHEELS OF THE WAGON RUNNING GEAR IN  
THE CURVILINEAR TRACK SECTIONS**

**Аннотация.** Рассмотрены теоретические и экспериментально-технические исследования динамических процессов взаимодействия колеса и рельса в боковой плоскости, а также формирование бокового износа рельсов при механическом взаимодействии пути и колес ходовой части вагонов в криволинейных участках пути. Цель исследований – определение влияния коэффициента трения между боковой внутренней гранью головки рельса и боковой частью гребня бандажа колеса на нагруженность и эксплуатационные показатели износа боковой части головки рельса. Представлены теоретические и экспериментально-технические методы исследований контактного взаимодействия, учитывающие нормальные и касательные нагрузки в зоне взаимного контакта боковой части головки рельса и реборды колеса при их продольном и круговом взаимном скольжении с применением антифрикционных материалов. Результаты исследований направлены на уменьшение интенсивности взаимного износа боковых частей рельсов и реборд колес ходовой части. Проведенные исследования предназначены для средств железнодорожного, промышленного и подземного рельсового транспорта.

**Ключевые слова:** рельсы, нагруженность, удельные давления, износ, рельсовый транспорт.

**Введение.** На боковой износ рельсов в кривых участках пути, а также гребней колес ходовой части вагонов при их механическом взаимодействии оказывает влияние более 30 факторов. К ним относятся, прежде всего: эксплуатационные условия; конструктивные особенности элементов пути и

ходовой части подвижных средств; нагруженность и контактные удельные напряжения при их взаимодействии; виды взаимного скольжения трущихся поверхностей; технологии и виды антифрикционных материалов, предназначенные для снижения интенсивности бокового износа колеса и рельса.

Из известных факторов, влияющих на боковой износ гребней колес и боковой части головки рельсов, в исследованиях уделяется в основном вопросам абразивного фрикционного износа боковой части головки рельса и гребней колес в зоне их взаимного контакта, а также взаимного скольжения при влиянии нагруженности и удельного давления от силы прижатия гребня колеса к боковой части головки рельса, направленной перпендикулярно к продольной оси рельса.

В известных работах В.С. Лысюка, В.И. Колесникова, В.Б. Воробьева, В.В. Шаповалова, В.С. Комбалова, М.Ф. Вериги, А.Я. Когана, В.А. Белого, А.И. Свириденко, Н. Б. Демкина, Ю.В. Колесникова, О.Н. Машкевича, А.Г. Пономаренко, К.П. Королева, А.Л. Голубенко, О.П. Ершкова, А.А. Камаева, В.А. Лазаряна, Н.А. Радченко, Ю. С. Ромена, В.Ф. Ушкалова, А.Г. Галичева, О.М. Даренского, В.К. Гарга, Р. В. Дуккипати, И.И. Калкер, и др. представлены исследования взаимодействия колеса и рельса, а также механизма бокового износа рельсов и колес в криволинейных участках рельсового пути при круговом скольжении гребней колес по боковой части головки рельса. При этом рассматривалось влияние нормального удельного давления, сформированного радиальными поперечными силами от ходовой части, в то время как в зоне взаимодействия боковых поверхностей головки рельса и реборды колеса имеют место касательные силы и вызванные ими касательные напряжения, что в целом формирует сложное нагружение и сложное напряженное состояние. Вместе с этим, в теоретических исследованиях взаимодействия рельсового пути и движущихся вагонов необходимо учитывать влияние на нагруженность и напряженность в зоне бокового контакта колеса и рельса значительное уменьшение коэффициента трения, создаваемого антифрикционным покрытием зоны их взаимного бокового контакта.

**Целью исследований является** определение влияния величины коэффициента трения между боковой частью головки рельса и боковой частью гребня бандажа колеса на эксплуатационные показатели их взаимного износа с учетом сложного силового воздействия, создающего нормальные и касательные нагрузки и напряжения в зоне взаимного контакта боковых поверхностей колеса и рельса. Задача исследований состоит в определении силовой нагруженности, а также нормальных и касательных напряжений в зоне контакта боковых частей рельса и реборды колеса при их продольном и круговом взаимном скольжении с учетом применения антифрикционных материалов.

**Основная часть исследований.** По результатам эксплуатационных исследований на действующем рельсовом пути интенсивность бокового износа

рельсовых элементов в кривых малых радиусов достигает 0,6 мм на 1 млн т пропущенного груза. При максимально допустимом износе головки рельса по боковой грани 21-26 мм, (при скоростях до  $V$ - 40 км/ч), ресурс работы рельсов по критерию износа составит 1,5-2,0 года при среднем грузопотоке 35-40 млн т брутто. При более интенсивном движении поездов формируется еще больший износ боковой части головки рельса, а ресурс работы рельсов составляет меньше одного года. Износ элементов стрелочных переводов при интенсивном движении по боковому направлению составляет около 0,3-0,5 мм на 1 млн т пропущенного груза.

При таких характеристиках интенсивности износа элементов рельсового пути в путевом хозяйстве ежегодно требуется до 25-30 тыс т новых рельсов и около 5 тыс. криволинейных остряков с рамными рельсами.

Ежегодные расходы на приобретение рельсов и элементов стрелочных переводов составляют более 1,1 млрд грн. При учете транспортных и технологических процессов замены непригодных элементов верхнего строения пути формируются значительные потери для путевого хозяйства ПАТ «Укрзалізниця». Также интенсивно изнашивается гребень колеса на подвижном составе, что приводит к необходимости наплавки реборд колес и замены колесных пар, а также появлению подрезов и остроконечного наката гребней колес на элементы пути [1, 2].

На промышленном рельсовом транспорте карьеров, рудников и шахт интенсивность износа элементов рельсового пути более значительная из-за большей грузоподъемности вагонов, наличия меньших радиусов кривых, использования стрелочных переводов с крутыми марками крестовин и сложных условий эксплуатации.

По результатам комплексных обследований [1-2] бокового износа головки рельса в различных условиях эксплуатации установлено, что на величину и интенсивность износа боковой части головки рельса оказывает, прежде всего, величина радиуса криволинейных участков пути, наличие «спуска – подъема» продольного уклона пути, величина пропущенного тоннажа, наличие антифрикционного покрытия зоны взаимодействия боковых частей головки рельса и реборды колеса и много других факторов.

На рис. 1 – 3 показаны зависимости величины интенсивности износа боковой части головки рельса от величины пропущенного тоннажа при различной величине продольного уклона пути «подъема-спуска».

На рис.1 представлен график зависимости интенсивности износа боковой части головки рельса от величины пропущенного тоннажа при продольном уклоне пути до 10,0 ‰. При сравнительно одинаковом пропущенном тоннаже (на «подъеме» – 90,3 млн т брутто, на «спуске» – 93,6 млн т брутто, усредненная скорость движения поездов на «подъеме» составляет 41,8 км/ч, на «спуске» – 45,8 км/ч. Радиус кривой на подъеме составляет 300,0 м, на «спуске» – 273,0 м. Усредненная величина бокового износа составила на «подъеме» – 9,45 мм, а на «спуске» – 5,9 мм. При этом, интенсивность бокового износа головки рельса составила соответственно 0,105 и 0,063 мм/млн т брутто

пропущенного тоннажа, что в 1,6 раз меньше на «спуске», чем на «подъеме».

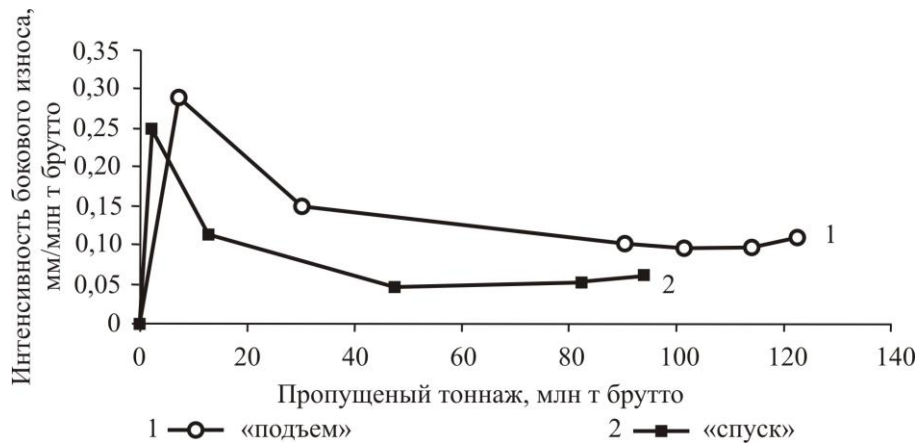


Рисунок 1 – Зависимость интенсивности бокового износа головки рельса от величины пропущенного тоннажа при наличии продольного уклона пути до 10,0 ‰

На рис. 2 представлен график зависимости интенсивного бокового износа головки рельса от величины пропущенного тоннажа при продольных уклонах в интервале 10,0 ‰ – 20,0 ‰. Показатели соотношения интенсивности бокового износа головки рельса в этих интервалах уклонов «спуска-подъема» аналогичны, как и на рис. 1, при уклонах пути до 10,0 ‰. При этом интенсивность бокового износа составила на «подъеме» 0,099 мм/млн т брутто, а на «спуске» – 0,063 мм/млн т брутто пропущенного тоннажа, что в 1,57 раза меньше на «спуске», чем на «подъеме». При этом усредненные скорости движения поездов на «подъеме» составляли 35 км/ч, а на «спуске» – 43 км/ч.

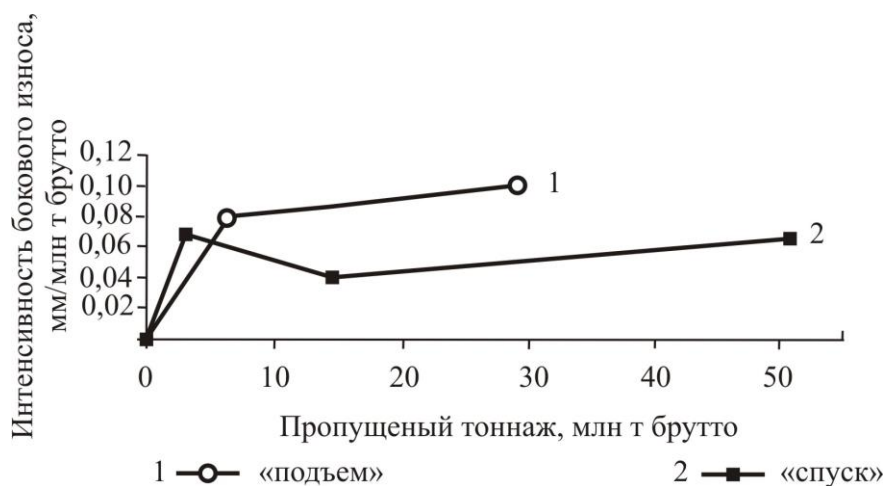


Рисунок 2 – Зависимость интенсивности бокового износа головки рельса от величины пропущенного тоннажа при наличии продольного уклона пути в интервале 10,0 ‰ – 20,0 ‰

На рис. 3 представлен график зависимости интенсивности бокового износа рельса от величины пропущенного тоннажа при наличии продольных уклонов

«подъема» пути 21,2 – 26,5 ‰ и радиусов кривых – 268,0 м и 325,0 м. При этом, интенсивность бокового износа при радиусе равном 268,0 м составляет 0,308; 0,256; 0,256 мм/млн т брутто, а при радиусе 325,0 – 0,286; 0,202; 0,225 мм/млн т брутто. При сравнении этих показателей получено, что с увеличением радиуса кривизны пути от 268,0 м до 325,0 м интенсивность бокового износа уменьшается в среднем в 1,15 раза.

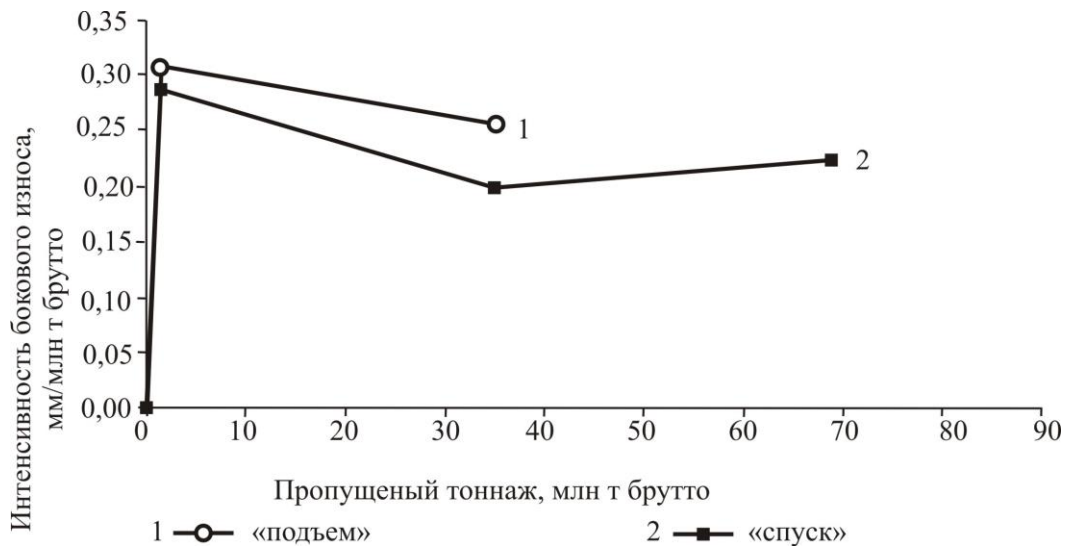


Рисунок 3 – Зависимость интенсивности бокового износа головки рельса от величины пропущенного тоннажа при наличии радиусов кривых –263 м и 325 м.

Для уменьшения интенсивности бокового износа головки рельса в настоящее время нашли применение различные методы рельсосмазывания [1-2]. Установлено, что на Приднепровской железной дороге ПАТ «Укрзализныця» для криволинейных участков радиусами 460 м, 410 м, 350 м до установки рельсосмазывателей интенсивность бокового износа составляла 0,189– 0,207 мм/ млн т брутто пропущенного тоннажа, а после установки рельсосмазывателей получено, что в течении 4-х лет интенсивность бокового износа головки рельса составила 0,090 – 0,122 мм/млн т брутто пропущенного тоннажа. Интенсивность бокового износа головки рельса после установки рельсосмазывателей уменьшилась, в среднем в 1,89 раз.

Для теоретических исследований явления процесса износа и определения влияния характеристик коэффициентов трения между боковой внутренней гранью головки рельса и боковой частью гребня бандажа колеса представлены методы исследования контактного взаимодействия, учитывающие нагруженность, и напряженность в зоне контактов колеса и рельса, а также нормальные и касательные нагрузки в зоне взаимного контакта при их продольном и круговом взаимном скольжении с применением антифрикционных материалов.

Для выполнения поставленной задачи в работе рассмотрена математическая модель процессов взаимодействия элементов транспортной системы при движении грузовых четырехосных вагонов, имеющих различный поперечный профиль бандажей, по упруго-инерционному рельсовому пути произвольной

кривизны с пространственными неровностями и отступлениями по ширине колеи. При этом узлы связи элементов четырехосных грузовых вагонов и рельсового пути имеют упруго-диссипативные свойства в вертикальной, поперечной и продольной плоскостях.

Четырехосный вагон представлен механической системой, состоящей из твердых тел: кузова и двух двухосных тележек, каждая из которых составлена из двух боковых рам, двух осей колесных пар и четырех колес. Кузов опирается на колесные пары через боковины посредством двух упруго-диссипативных элементов, приходящихся на одну боковину (в вертикальном и поперечном направлениях). Необрессоренные части двухосных тележек могут принимать в плане форму параллелепипеда в пределах, обусловленных выбором зазоров между челюстями боковин, охватывающих оси колесных пар, поэтому углы поворота колесных пар надрессорных балок в плане принимаем равными между собой. Учитываются упругие свойства узлов опирания кузова на надрессорные балки в поперечной плоскости. Расчетная схема взаимодействия грузового четырехосного вагона и путевой структуры показана на рис. 4, где рельсовый путь представлен как многомассовая система.

Путь под каждым колесом транспортного средства представлен цепочкой твердых тел в вертикальном и поперечном направлениях, моделирующих основные составные его элементы (рельсы, подрельсовое основание, подшпальное основание), соединенные между собой упруго-диссипативными элементами. Учитывалось вязкое сопротивление, пропорциональное относительной скорости перемещения твердых тел и сухое трение между телами.

Для составления математической модели, описывающей движение транспортного средства по пути произвольного очертания в плане, использовалась одна подвижная система координат, а для каждого твердого тела исследуемой механической системы по две подвижные системы: естественная и неизменно связанная с твердым телом рис. 5, рис. 6 [3-5].

В качестве обобщенных координат  $q_v$  выбирались линейные в поперечном и вертикальном направлениях  $y$  и  $z$ , и угловые перемещения  $\vartheta, \varphi, \psi$  твердых тел, соответствующих экипажу (кузова и ходовых его частей), и линейные перемещения  $y$  и  $z$  твердых тел, соответствующих рельсовому пути.

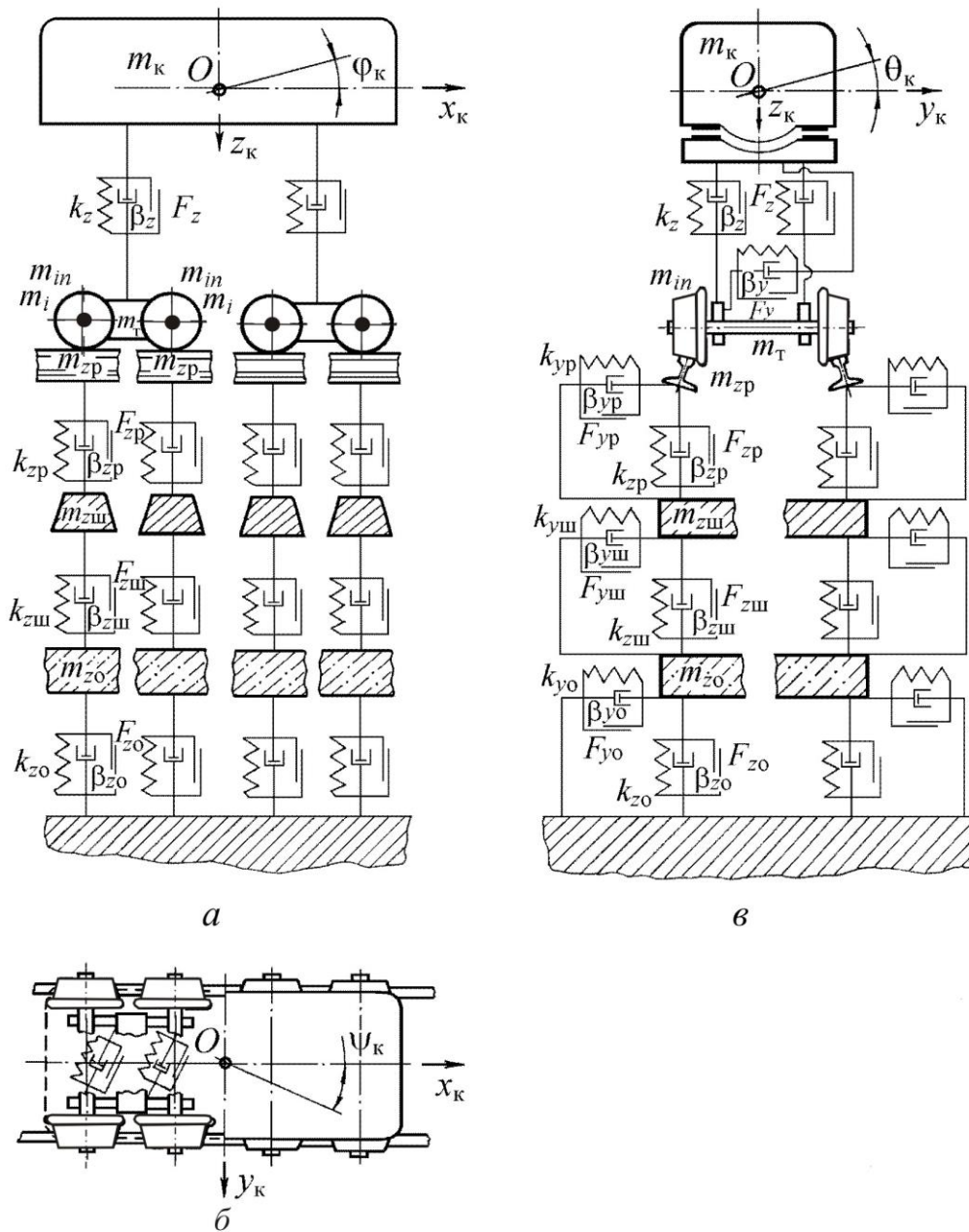
Математические модели движения исследуемых систем были получены с помощью уравнений Лагранжа II рода. В общем виде уравнения движения рассматриваемых систем можно представить в виде:

$$D_v + \Pi_v + \Phi_v = Q_v, \quad (v = 1, 2, \dots, n), \quad (1)$$

где  $D_v, \Pi_v, \Phi_v$  – дифференциальные операторы, соответствующие уравнениям Лагранжа II рода:

$$D_v = \frac{d}{dt} \frac{d\Gamma}{dq_v} - \frac{\partial \Gamma}{\partial q_v}, \quad \Pi_v = \frac{\partial \Pi}{\partial q_v}, \quad \Phi_v = \frac{\partial \Phi}{\partial q_v}, \quad (2)$$

где  $Q_v$  – обобщенные силы, соответствующие обобщенным координатам  $q_v$ ,  $n$  – число степеней свободы системы;  $T, \Pi, \Phi$  – кинетическая, потенциальная энергии и функция рассеяния.



а – вид сбоку; б – вид сверху; в – вид с торца

Рисунок 4 – Расчетная схема четырехосного вагона с колесами, свободно вращающимися на осях колесных пар, при многомассовой путевой структуре

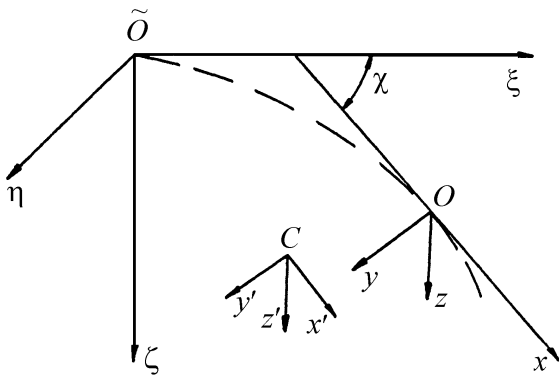


Рисунок 5 – Системы координат

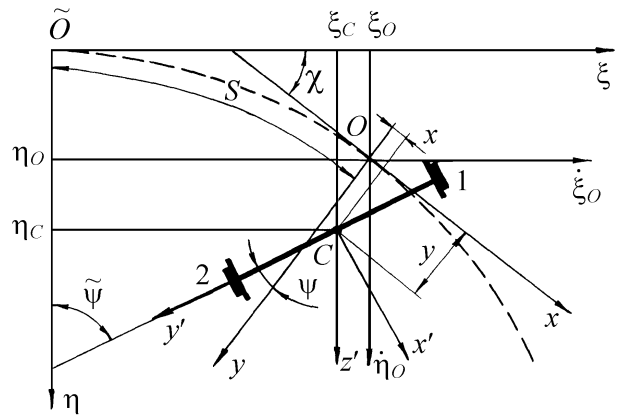


Рисунок 6 – Схема движения колесной пары

При принятых исходных предпосылках выражения  $D_v, \Pi_v, \Phi_v$  можно представить в виде:

$$D_v = f(m, I, q_v, \ddot{q}_v), \quad \Pi_v = f_1(k, q_v) + \Pi_h(q_v), \quad \Phi_v = f_2(\beta, \dot{q}_v) + f_3(F, \dot{q}_v), \quad (3)$$

где  $m, I$  – инерционные характеристики (массы и моменты инерции) твердых тел системы;  $k_z, k_{zp}, k_{zш}$  и  $k_{zo}, \beta_z, \beta_{zp}, \beta_{zш}, \beta_{zo}$  – коэффициенты жесткости упругих и вязкости диссипативных элементов соответственно вагона, рельсов, шпал и основания;  $F_z, F_{zp}, F_{zш}, F_{zo}$  – силы сухого трения в связях между твердыми телами соответственно вагона, рельсов, шпал и основания;  $\Pi_h(q_v)$  – составляющая потенциальной энергии, обусловленная изменением высоты центров тяжести твердых тел при перемещениях  $q_v$ .

Обобщенные силы  $Q_v$  определялись как функции сил взаимодействия между колесами и рельсами  $P_{nj}, F_{ynj}, X_{nj}$  в вертикальном, поперечном и продольном направлениях (здесь  $n$  – номер колесной пары,  $j = 1, 2$  – номер колеса  $n$ -ой колесной пары).

Отметим отличительные особенности определения сил  $P_{nj}, F_{ynj}, X_{nj}$  для случаев свободной и жесткой насадки колес на оси колесных пар.

Силы  $P_{nj}$ , действующие на колеса в вертикальном направлении, в общих случаях вычислялись одинаково и представляют собой сумму статических и динамических сил, определяемых через динамические прогибы и их производные по времени и через коэффициенты жесткости и вязкости (или сил сухого трения) элементов рессорного подвешивания.

Для математической модели, описывающей движение подвижного транспортного средства по рельсовому пути с произвольным очертанием рельсовых нитей, выбрана одна неподвижная система координат  $\tilde{O}\xi\eta\zeta$ , а для каждого твердого тела системы – по две подвижные системы координат: естественная  $\hat{I}\delta yz$  и неизменно связанная с твердым телом  $Cx'y'z'$  (рис. 5, рис.



б).

Оси естественной системы координат  $Ox_{уз}$  для колесных пар направлены соответственно по касательной нормали и бинормали к оси пути, где ось  $Oy$  проходит через проекцию центра масс твердого тела на плоскость пути. Положение такой системы координат в соответствии с рис. 6 описывается дуговой координатой вдоль оси пути  $s$ , углом  $\chi$  между касательной к оси пути и неподвижной осью  $\tilde{O}\xi$ , углом наклона  $\mathcal{G}_h$  поверхности пути в поперечной плоскости вследствие возвышения наружного рельса  $h$ .

Сферическое движение формируют три угла:  $\tilde{\psi} = \psi + \chi$ ;  $\varphi$ ;  $\tilde{\mathcal{G}} = \mathcal{G} + \mathcal{G}_h$  определяющие повороты главных центральных осей  $Cx', Cy', Cz'$  относительно неподвижной системы координат.

Линейные перемещения кузова подвижного рельсового средства (экипажа) обозначим через  $x_k, y_k, z_k$ , а угловые через  $\psi_k, \varphi_k, \mathcal{G}_k$ . Поступательные перемещения  $x, y, z$  описывают соответственно подергивания, боковой относ и подпрыгивания, а углы поворота  $\psi, \varphi, \mathcal{G}$  – виляние, галопирование и боковую качку.

В соответствии с конструктивными особенностями рассматриваемых транспортных средств уравнения условных связей можно записать в следующем виде:

$$\begin{aligned}
 x_k &= x_i = x_{in} = x_{inj\text{p}} = x_{inj\text{ш}} = x_{inj\text{o}} = 0; \\
 y_i &= y_k - (-1)^i l \psi_k - H \mathcal{G}_k; \quad z_i = z_k + (-1)^i l \varphi_k; \\
 \varphi_i &= \varphi_k; \quad y_{i3} = y_{i4}; \quad \psi_{i3} = \psi_{i4}; \quad \varphi_{i3} = \varphi_{i4}; \quad \mathcal{G}_{i3} = \mathcal{G}_{i4}; \\
 x_{i\text{p}} &= -(-1)^p b \psi_i; \quad \mathcal{G}_{i1} = \mathcal{G}_{i2}; \quad \varphi_{in} = 0; \quad z_{in} = z_{ri} + (-1)^n a \varphi_{ri}; \\
 y_{in} &= y_{ri} - (-1)^i a \psi_{ri}; \quad \psi_{in} = \psi_i; \quad z_{inj\text{p}} = z_{in} - (-1)^j \mathcal{G}_{in} d_1; \\
 \mathcal{G}_{inj\text{p}} &= 0; \quad \varphi_{inj\text{p}} = 0; \quad \psi_{inj\text{p}} = 0; \quad \mathcal{G}_{inj\text{ш}} = 0; \quad \varphi_{inj\text{ш}} = 0; \\
 \psi_{inj\text{ш}} &= 0; \quad \mathcal{G}_{inj\text{o}} = 0; \quad \varphi_{inj\text{o}} = 0; \quad \psi_{inj\text{o}} = 0; \\
 x_{inj} &= -(-1)^j d_1 \psi_i; \quad z_{inj} = z_{ri} + (-1)^n a \varphi_{ri} - (-1)^j d_1 \mathcal{G}_{ri}; \\
 y_{inj} &= y_{ri} - (-1)^i a \psi_{ri}; \quad \psi_{inj} = \psi_i; \quad \mathcal{G}_{inj} = \mathcal{G}_{ri}. \tag{4}
 \end{aligned}$$

В качестве обобщенных координат выберем

$$\begin{aligned}
 z_k; y_k; \varphi_k; \mathcal{G}_k; \psi_k; \mathcal{G}_i; \psi_i; y_{ri}; z_{ri}; \mathcal{G}_{ri}; \\
 \varphi_{ri}; \psi_{i3}; \varphi_{inj}; z_{inj\text{ш}}; z_{inj\text{o}}; y_{inj\text{p}}; y_{inj\text{ш}}; y_{inj\text{o}}.
 \end{aligned}$$

Кинетическую энергию системы определим по теореме Кенига.

Дифференциальные операторы  $Dq_\nu$  ( $\nu = 1, 2, \dots, N$ ), соответствующие выбранным обобщенным координатам  $q_\nu$ , для четырехосного вагона, движущегося по инерционному рельсовому пути, в соответствии с выражением

(2), имеют вид

$$\begin{aligned}
 D_{z_k} &= \left( m_k + \sum_{i=1}^2 m_i \right) \left( \ddot{z}_k - \frac{\ddot{h}_k}{2} \right); \\
 D_{y_k} &= \left( m_k + \sum_{i=1}^2 m_i \right) \left( \ddot{y}_k + \nu \dot{\lambda}_k - \lambda^2 y_k \right) - H_1 \ddot{\vartheta}_k \sum_{i=1}^2 m_i - H_1 \vartheta_k \dot{\lambda}^2 \sum_{i=1}^2 m_i; \\
 D_{\vartheta_k} &= I_{xk} (\ddot{\vartheta}_{xk} + \ddot{\vartheta}_{hxk}) - \sum_{i=1}^2 m_i H (\nu \dot{\lambda}_k - \lambda^2 y_k - H_1 \dot{\lambda}_k^2 \vartheta_k) - 2m_1 H_1 \ddot{y}_k; \\
 D_{\varphi_k} &= \left( I_{zk} + \sum_{i=1}^2 I_{yi} \right) \ddot{\varphi}_k; \quad D_{\psi_k} = \left( I_k + \sum_{i=1}^2 m_i l^2 \right) (\ddot{\psi}_k - \ddot{\lambda}_k) + \sum_{i=1}^2 m_i l^2 \dot{\lambda}_k^2 \psi_k; \\
 D_{\vartheta} &= I_{xi} (\ddot{\vartheta}_i + \ddot{\vartheta}_{hi}), \quad D_{\psi_i} = \left( I_{zi} + \sum_{i=1}^2 I_{zini} \right) (\ddot{\psi}_i + \ddot{\lambda}_i); \\
 D_{y_{ri}} &= m_{ri} (\ddot{y}_{ri} + \nu \dot{\lambda}_i + \lambda_i^2 y_{ri}); \quad D_{z_{ri}} = m_{ri} \left( \ddot{z}_{ri} - \frac{\ddot{h}_k}{2} \right) + \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 m_{inj} \ddot{z}_{ri}; \\
 D_{\vartheta_i} &= \left( I'_{xi} + a_1^2 \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 m_{inj} \right) (\ddot{\vartheta}_{ri} + \ddot{\vartheta}_{hri}); \quad D_{\varphi_{ri}} = \left( I'_{yri} + a \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 m_{inj} \right) \ddot{\varphi}_{ri}; \\
 D_{\psi_{i3}} &= I_{zi3} (\ddot{\psi}_{ri} + \ddot{\lambda}_{ri}); \quad D_{\varphi_{inj}} = I_{yinj} \ddot{\varphi}_{inj}; \quad D_{z_{injsh}} = m_{injsh} \ddot{z}_{injsh}; \quad D_{z_{injjo}} = m_{injjo} \ddot{z}_{injjo}; \\
 D_{y_{injrp}} &= m_{injrp} \ddot{y}_{injrp}; \quad D_{y_{injsh}} = m_{injsh} \ddot{y}_{injsh}; \quad D_{y_{injjo}} = m_{injjo} \ddot{y}_{injjo}, \quad (5)
 \end{aligned}$$

где  $I'_{xi}$ ,  $I'_{yri}$  – главные центральные моменты инерции необрессоренных частей тележек, в численных значениях которых не содержатся собственные моменты инерции осей колесных пар вместе с колесами.

Для определения упругих деформаций тел, по аналогии с рассмотренными транспортными системами, предполагаем, что синусы углов между одноименными осями естественных систем координат ( $Oxuz$ ), выбранных для различных тел системы, равны нулю (т. к. значения этих углов не превышают 0,05), а косинусы углов – единице.

При этих условиях перемещения линейных упругих элементов анализируемой транспортной системы в направлении осей  $Ox, Oy, Oz$  и угловых в направлении углов поворота  $\vartheta, \psi, \varphi$  можно определить следующим образом:

$$\begin{aligned}
 \Delta y_{inj} &= y_k - u_k - (-1)^i l \psi_k - (-1)^n a_1 (\psi_i - \psi_{i3}) - y_{ri} - u_i - H \vartheta_k; \\
 \Delta z_{iTj} &= z_k - z_{ri} + (-1)^i (l + a_1) \varphi_k + \varphi_{ri} a_1 + (-1)^j b (\vartheta_i - \vartheta_{ri}) \\
 &\quad - \eta_{i12} - \frac{a + a_1}{2a} (\eta_{i11} + \eta_{i12}) - z_{hilj};
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \Delta z_{i2j} &= z_{\kappa} - z_{Ti} + (-1)^i (l + a_1) \varphi_{\kappa} + \varphi_{Ti} a_1 + (-1)^j b (\vartheta_i - \vartheta_{Ti}) - \\
 &- \eta_{i22} - \frac{a = a_1}{2a} (\eta_{i21} + \eta_{i22}) - z_{pi2j}; \\
 \Delta \psi_{Ti} &= \psi_i - \psi_{i3}; \quad \Delta \vartheta_i = \vartheta_{\kappa} - \vartheta_i; \\
 \Delta z_{inj p} &= z_{Ti} + (-1)^n a \varphi_{Ti} + (-1)^j d_1 \vartheta_{Ti} - z_{inj \text{ш}}; \\
 \Delta z_{inj \text{ш}} &= z_{inj \text{ш}} - z_{inj o}; \quad \Delta z_{inj o} = z_{inj o}; \quad \Delta y_{inj p} = y_{inj p} - y_{inj \text{ш}}; \\
 \Delta y_{inj \text{ш}} &= y_{inj \text{ш}} - y_{inj o}; \quad \Delta y_{inj o} = y_{inj o},
 \end{aligned} \tag{6}$$

где  $2b$  – расстояние между упругими элементами, относящимися к одной колесной паре или тележке в поперечном направлении;  $H$  – высота центра тяжести над верхней плоскостью упругого элемента;  $2a$  – база тележки;  $2a_1$  – расстояние между упругими элементами в продольном направлении двухосной тележки, отнесенные к одной боковой раме.

Потенциальную энергию упругих деформаций определим по теореме Клапейрона:

$$\begin{aligned}
 \Pi_1 &= \frac{1}{2} \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 (k_y \Delta y_{inj}^2 + k_z \Delta z_{inj}^2 + k_{zp} \Delta z_{inj p}^2 + k_{z\text{ш}} \Delta z_{inj \text{ш}}^2 + k_{zo} \Delta z_{inj o}^2 + k_{yp} \Delta y_{inj p}^2 + \\
 &+ k_{y\text{ш}} \Delta y_{inj \text{ш}}^2 + k_{yo} \Delta y_{inj o}^2) + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^2 (k_{\phi} \Delta \psi_{Ti}^2 + (k'_g - k_g) (\Delta \vartheta_i - \delta \vartheta \operatorname{sgn} \Delta \vartheta_i)^2 \sigma_i),
 \end{aligned} \tag{7}$$

где  $k_y, k_z$  – жесткости упругих элементов, соединяющих подрессоренные и непрессоренные части подвижной единицы в продольном, поперечном и вертикальном направлениях;  $k_{\phi}$  – угловая жесткость упругих элементов при взаимных поворотах боковых рам и поперечных балок тележек в горизонтальной плоскости;  $k_g, k'_g$  – угловые жесткости упругих элементов между кузовом и поперечной балкой тележек до выбора и после выбора зазора (соответствующего углу  $\delta \vartheta$ ) в скользунах:

$$\sigma_i = \begin{cases} 1 & \text{при } \operatorname{mod} \Delta \vartheta_i \geq \delta \vartheta, \\ 0 & \text{при } \operatorname{mod} \Delta \vartheta_{\text{ши}} < \delta \vartheta. \end{cases}$$

Потенциальная энергия, обусловленная подъемом и опусканием центров тяжести тел при их поперечных перемещениях вследствие возвышения наружного рельса над внутренним на криволинейном участке пути:

$$\Pi_2 = -m_{\kappa} g \vartheta_{\text{нк}} y_{\kappa} - \sum_{i=1}^2 m_i g \vartheta_{hi} y_i - \sum_{j=1}^2 m_{Ti} g \vartheta_{Ti} y_{Ti}. \tag{8}$$

Предположим, что параллельно упругим элементам рассматриваемой транспортной системы установлены в общем случае демпферы вязкого сопротивления и сухого трения. Тогда функция

$$\begin{aligned} \Phi = & \frac{1}{2} \left( \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 \beta_y \Delta \dot{y}_{inj}^2 + \beta_z \Delta \dot{z}_{inj}^2 + \beta_{zp} \Delta \dot{z}_{inj\text{p}}^2 + \beta_{zш} \Delta \dot{z}_{inj\text{ш}}^2 + \beta_{zo} \Delta \dot{z}_{inj\text{o}}^2 + \beta_{yp} \Delta \dot{y}_{inj\text{p}}^2 + \right. \\ & \left. + \beta_{yш} \Delta \dot{y}_{inj\text{ш}}^2 + \beta_{yo} \Delta \dot{y}_{inj\text{o}}^2 \right) + \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 \left( F_y \Delta \dot{y}_{inj} \operatorname{sgn} \Delta \dot{y}_{inj} + F_z \Delta \dot{z}_{inj} \operatorname{sgn} \Delta \dot{z}_{inj} + \right. \\ & \left. + F_{zp} \Delta \dot{z}_{inj\text{p}} \operatorname{sgn} \Delta \dot{z}_{inj\text{p}} + F_{zш} \Delta \dot{z}_{inj\text{ш}} \operatorname{sgn} \Delta \dot{z}_{inj\text{ш}} + F_{zo} \Delta \dot{z}_{inj\text{o}} \operatorname{sgn} \Delta \dot{z}_{inj\text{o}} + \right. \\ & \left. + F_{yp} \Delta \dot{y}_{inj\text{p}} \operatorname{sgn} \Delta \dot{y}_{inj\text{p}} + F_{yш} \Delta \dot{y}_{inj\text{ш}} \operatorname{sgn} \Delta \dot{y}_{inj\text{ш}} + F_{yo} \Delta \dot{y}_{inj\text{o}} \operatorname{sgn} \Delta \dot{y}_{inj\text{o}} \right) + \\ & \left. + \sum_{i=1}^2 \left( M_{zi} \Delta \dot{\psi}_i \operatorname{sgn} \Delta \dot{\psi}_i + M_{xi} \Delta \dot{\vartheta}_i \operatorname{sgn} \Delta \dot{\vartheta}_i \right), \end{aligned} \quad (9)$$

где  $\beta_y, \beta_z$ , а также  $F_y, F_z$  – коэффициенты вязкого сопротивления и сил сухого трения демпферов транспортной системы;  $M_{zi}, M_{xi}$  – моменты сил сухого трения в шарнирах, соединяющих кузов с надрессорными балками в горизонтальной и поперечной плоскостях;

$$\Delta \dot{\psi}_i = \dot{\psi}_к - \dot{\psi}_i - \dot{\chi}_к - \dot{\chi}_i. \quad (10)$$

Сумму потенциальных (упругих и гравитационных) и диссипативных сил  $C_{q_v}$ , соответствующих обобщенным координатам  $(q_v)$ , можно описать следующими операторами [3]:

$$\begin{aligned} C_{zк} &= \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 \left( k_z \Delta z_{inj} + \beta_z \Delta \dot{z}_{inj} + F_z \operatorname{sgn} \Delta \dot{z}_{inj} \right); \\ C_{yк} &= \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 \left( k_y \Delta y_{inj} + \beta_y \Delta \dot{y}_{inj} + F_y \operatorname{sgn} \Delta \dot{y}_{inj} \right) - m_к g \vartheta_{кx} - \sum_{i=1}^2 m_i g \vartheta_{hi}; \\ C_{\vartheta к} &= -H \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 \left( k_y \Delta y_{inj} + \beta_y \Delta \dot{y}_{inj} + F_y \operatorname{sgn} \Delta \dot{y}_{inj} \right) + \sum_{i=1}^2 m_i H_i g \vartheta_{hi} + \\ & \left. + \sum_{i=1}^2 \left[ M_{xi} \operatorname{sgn} \Delta \dot{\vartheta}_i + (k'_\vartheta - k_\vartheta) (\Delta \dot{\vartheta}_i - \delta \vartheta \operatorname{sgn} \Delta \vartheta_i) \sigma_i \right]. \end{aligned} \quad (11)$$

Обобщенные силы, приложенные к рассматриваемой механической системе, обусловлены взаимодействием колес с рельсами и действием моментов сил тяжести, возникающих вследствие их поперечного смещения относительно

осей  $Ox$ .

Силы взаимодействия между колесами подвижной единицы и рельсами путевой структуры найдем как сумму касательных сил, определяемых по теории Ф. Картера и поперечных давлений сил, обусловленных криволинейным очертанием профилей колес.

Касательные силы взаимодействия колес подвижной единицы с рельсами определим согласно гипотезе крипа с учетом нелинейной зависимости этих сил от безразмерных характеристик проскальзывания контактирующих поверхностей бандажей колес относительно поверхностей головок рельсов из выражения.

Составляющие сил псевдоскольжения  $X_{inj}$ ,  $Y_{inj}$  в продольном и поперечном направлениях имеют вид

$$X_{inj} = F_{inj} \frac{\varepsilon_{xsnj}}{\varepsilon_{inj}}; \quad Y_{inj} = F_{inj} \frac{\varepsilon_{xsnj}}{\varepsilon_{inj}}. \quad (12)$$

Безразмерные характеристики ( $\varepsilon_{inj}$ ), а также их составляющие в продольном ( $\varepsilon_{xinj}$ ) и поперечном ( $\varepsilon_{yinj}$ ) направлениях согласно [3] находим так:

$$\begin{aligned} \varepsilon_{xinj} &= (-1)^{j+1} \left[ \frac{d_1}{v} (\dot{\psi}_i + \dot{\chi}_i) + (-1)^j \frac{\Delta r_{inj}}{r} + (-1)^j \frac{r \dot{\phi}_{inj}}{v} \right]; \\ \varepsilon_{yinj} &= \frac{1}{v} \left[ \dot{y}_{in} - (-1)^n a \dot{\psi}_i - H_i \dot{\phi}_{in} - \dot{y}_{inj} \right] - \psi_i - (-1)^n a K_i; \\ \varepsilon_{inj} &= \left( \varepsilon_{xinj}^2 + \varepsilon_{yinj}^2 \right)^{\frac{1}{2}}, \end{aligned} \quad (13)$$

где  $H_T$  – высота центра тяжести необрессоренных частей двухосной тележки над плоскостью, проходящей через верхние грани рельсов;  $K_i$  – кривизна оси пути под  $i$ -й тележкой.

Вертикальные давления колес

$$P_{inj} = P_{cr} + k_{yp} \Delta z_{inj} + \beta_{yp} \Delta \dot{z}_{inj} + F_{yp} \operatorname{sgn} \Delta \dot{z}_{inj}, \quad (14)$$

где  $P_{cr}$  – статическая нагрузка на колесо.

Поперечные составляющие гравитационных сил, действующие на колеса вследствие криволинейного очертания профиля бандажей, можно описать выражением

$$W_{inj} = -P_{inj} \mu_{inj}, \quad (15)$$

где  $\mu_{inj} = \frac{d\Delta r_{inj}}{dy_{inj}^0}$ ;  $\Delta r_{inj}$  – приращения радиусов кругов катания соответствующих

колес ходовой части подвижной единицы:  $y_{inj}^0 = y_{\tau i} - H_{\tau} \vartheta_{\tau i} - y_{inj\tau}$ .

Обобщенные силы, соответствующие указанным координатам, находим как коэффициенты при вариациях обобщенных координат в выражениях возможных работ от действия сил  $X_{inj}, Y_{inj}, W_{inj}$  и моментов тяжести относительно продольных осей, возникающих из-за наличия поперечных перемещений точек зон приложения этих сил. Следовательно, обобщенные силы можно определить так:

$$\begin{aligned} Q_{y_{\tau i}} &= \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 (Y_{inj} + W_{inj}); \quad Q_{\vartheta_{\tau i}} = -H_{\tau} \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 (Y_{inj} + W_{inj}) + m_{\tau i} g y_{\tau i}; \\ Q_{\psi_{in}} &= \sum_{j=1}^2 (Y_{i1j} + W_{i1j} - Y_{i2j} - W_{i2j}) a; \quad Q_{\psi_i} = -(X_{i11} - X_{i12} + X_{i21} - X_{i22}) d_1; \\ Q_{\varphi_{inj}} &= -X_{inj} r; \quad Q_{y_{inj\tau}} = -(Y_{inj} + W_{inj}); \quad Q_{\vartheta_{\kappa}} = m_{\kappa} g y_{\kappa}. \end{aligned} \quad (16)$$

Обобщенные силы, соответствующие остальным обобщенным координатам, равны нулю.

Используя приведенные ранее выражения  $D_{qv}, C_{qv}, Q_{qv}$  получим следующую систему уравнений:

$$\begin{aligned} D_{z\kappa} + C_{z\kappa} &= 0; \quad D_{y\kappa} + C_{y\kappa} = 0; \quad D_{\varphi\kappa} + C_{\varphi\kappa} = 0; \quad D_{\vartheta_{\kappa}} + C_{\vartheta_{\kappa}} = Q_{\vartheta_{\kappa}}; \\ D_{\psi_{\kappa}} + C_{\psi_{\kappa}} &= 0; \quad D_{\vartheta_n} + C_{\vartheta_n} = 0; \quad D_{\psi_i} + C_{\psi_i} = Q_{\psi_i}; \quad D_{y_{\tau i}} + C_{y_{\tau i}} = Q_{y_{\tau i}}; \\ D_{\vartheta_{\tau i}} + C_{\vartheta_{\tau i}} &= Q_{\vartheta_{\tau i}}; \quad D_{z_{\tau i}} + C_{z_{\tau i}} = 0; \quad D_{\varphi_{\tau i}} + C_{\varphi_{\tau i}} = 0; \quad D_{\psi_{i3}} + C_{\psi_{i3}} = Q_{\psi_{i3}}; \\ D_{\varphi_{inj}} + C_{\varphi_{inj}} &= Q_{\varphi_{inj}}; \quad D_{z_{inj\tau}} + C_{z_{inj\tau}} = 0; \quad D_{z_{inj\sigma}} + C_{z_{inj\sigma}} = 0; \\ D_{y_{inip}} + C_{y_{inip}} &= Q_{y_{inip}}; \quad D_{y_{inj\tau}} + C_{y_{inj\tau}} = 0; \quad D_{y_{inj\sigma}} + C_{y_{inj\sigma}} = 0. \end{aligned} \quad (17)$$

Рассмотренная математическая модель процессов пространственного взаимодействия элементов транспортной системы при движении четырехосных грузовых вагонов по упруго-инерционному рельсовому пути произвольной кривизны, предусмотрена для выполнения теоретических исследований по определению влияния величины коэффициента трения между боковой частью головки рельса и боковой частью гребня бандажа колеса с учетом сложного силового воздействия, создающего нормальные и касательные нагрузки и напряжения в зоне взаимного контакта боковых поверхностей колеса и рельса при их продольном и круговом взаимном скольжении с учетом применения антифрикционных материалов.

#### Выводы.

1. Приведены результаты эксплуатационных исследований интенсивности бокового износа головки рельса в кривых участках малого радиуса от величины пропущенного тоннажа при различных продольных уклонах «подъема-спуска» действующего рельсового пути.

2. Установлено, что интенсивность бокового износа головки рельса от пропущенного тоннажа при продольном уклоне пути до 10,0 % при «подъеме»

в 1,6 раза выше, чем при «спуске»; при продольном уклоне пути от 10,0 % до 20,0 % в 1,57 раза выше, чем при «спуске».

3. Интенсивность бокового износа головки рельса в кривых участках пути радиусом от 268,0 м до 325,0 м приводит к уменьшению бокового износа, в среднем, в 1,15 раза.

4. Применение в течение 4-х лет смазки боковой части головки рельса (криволинейные участки 460; 410; 350 м) обеспечивают снижение интенсивности бокового износа головки рельса до 0,09–0,122 мм/млн т брутто, вместо 0,189–0,207 мм/млн т брутто пропущенного тоннажа, что в среднем в 1,89 раз меньше.

5. Рассмотрена математическая модель процессов пространственного взаимодействия элементов транспортной системы при движении четырехосных грузовых вагонов по упруго-инерционному рельсовому пути произвольной кривизны, предназначенная для выполнения теоретических исследований по определению влияния величины коэффициента трения между боковой частью головки рельса и боковой частью гребня бандажа колеса на сложное силовое воздействие в зоне взаимного контакта боковых поверхностей колеса и рельса при их продольном и круговом взаимном скольжении с учетом применения антифрикционных материалов.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Булат, А.Ф. Уменьшение интенсивности бокового износа взаимодействующих элементов рельсового пути и ходовой части подвижных единиц при значительном снижении коэффициента трения на контактных поверхностях / А.Ф. Булат, В.В. Говоруха, А.И. Волошин // «Проблемы механики железнодорожного транспорта»: Безопасность движения, динамика, прочность подвижного состава и энергосбережение. XIV Международная конференция. Тезисы докладов. - Днепропетровск.: Изд-во ДНУЖТ, 2016. – С. 30-31.

2. Макаров, Ю.О. Результаты эксплуатационных випробувань рейкозмасувальних установок на залізничному транспорті України / О.А. Макаров // «Проблемы механики железнодорожного транспорта»: Безопасность движения, динамика, прочность подвижного состава и энергосбережение. XIV Международная конференция. Тезисы докладов. - Днепропетровск: Изд-во ДНУЖТ, 2016. – С. 76-77.

3. Говоруха, В.В. Механика взаимодействия рельсового пути, подвижных транспортных средств и смежных устройств: Монография. / В.В. Говоруха. – Днепропетровск: Лира, 2006. – 448 с.

4. Лазарян, В.А. Устойчивость движения рельсовых экипажей / В. А. Лазарян, Л. А. Длугач, М. Л. Коротенко. – Киев: Наук. думка, 1972. – 198 с.

5. Радченко, Н.А. Криволинейное движение рельсовых транспортных средств / Н.А. Радченко. – Киев: Наук. думка, 1988. – 216 с.

#### REFERENCES

1. Bulat, A.F., Govorukha, V.V. and Voloshin A.I. (2016), “Reduction of intensity of lateral wear of the interacting elements of the rail track and running gear of mobile units when significant decrease in the coefficient of friction on the contact surfaces”, *Problemy mekhaniki zheleznodorozhnogo transporta* [Problems of mechanics of railway transport], *XIV Mezhdunarodnaya konferentsiya* [XIV International Conference], Publishing house of DNURT, Dnepropetrovsk, Ukraine, pp. 30-31.

2. Makarov, Yu.O. (2016), “The results of exploitative tests rail lubricators in the transport industry of Ukraine”, *Problemy mekhaniki zheleznodorozhnogo transporta*, [Problems of mechanics of railway transport], *XIV Mezhdunarodnaya konferentsiya* [XIV International Conference], Publishing house of DNURT, Dnepropetrovsk, Ukraine, pp. 76-77.

3. Govorukha, V.V. (2006), *Mekhanika vzaimodeystviya relsovogo puti, podvizhnukh transportnykh sredstv i smezhnukh ustroystv* [Mechanics of interaction of a track, moving vehicles and related devices], Lira, Dnipropetrovsk, Ukraine.

4. Lazaryan, V.A., Dlugach, L.A. and Korotenko M.L. (1972), *Ustoychivost dvizheniya relsovogo ekipazha* [Stability of rail vehicles movement], Science Dumka, Kiev, Ukraine.

5. Radchenko, N.A. (1988), *Krivolineynoe dvizhenie relsovukh transportnukh sredstv* [Curvilinear movement of rail vehicles], Science Dumka, Kiev, Ukraine.

---

#### Об авторе:

**Говоруха Владимир Васильевич**, кандидат технических наук, старший научный сотрудник, заведующий лабораторией проблем рельсового транспорта отдела физико-механических основ горного транспорта, Институт геотехнической механики им. Н.С. Полякова Национальной академии наук Украины (ИГТМ им. Н.С. Полякова НАН Украины), Днепр, Украина, [igtm.rail.trans@gmail.com](mailto:igtm.rail.trans@gmail.com).

**Макаров Юрий Александрович** магистр, аспирант без отрыва от производства лаборатории проблем рельсового транспорта отдела физико-механических основ горного транспорта, Институт геотехнической механики им. Н.С. Полякова Национальной академии наук Украины (ИГТМ им. Н.С. Полякова НАН Украины), начальник путеоследовательной станции №1 Департамента пути и сооружений ПАТ «Укрзалізниця» (ПС-1 ЦП УЗ), Днепр, Украина, [igtm.rail.trans@gmail.com](mailto:igtm.rail.trans@gmail.com).

#### About the author:

**Govorukha Vladimir Vasilyevich**, Candidate of Technical Sciences (Ph.D), Senior Researcher, Head of Laboratory for Rail Transport Problems of the Department of Physical and Mechanical Foundations of Mining Transport, M.S. Polyakov Institute of Geotechnical Mechanics under the National Academy of Science of Ukraine (M.S. Polyakov IGTM NASU), Dnepr, Ukraine, [igtm.rail.trans@gmail.com](mailto:igtm.rail.trans@gmail.com).

**Makarov Yuriy Alexandrovich**, Master of Science, Doctoral Student, on-the-job, Laboratory for Rail Transport Problems of the Department of Physical and Mechanical Foundations of Mining Transport, M.S. Polyakov Institute of Geotechnical Mechanics under the National Academy of Sciences of Ukraine (M.S. Polyakov IGTM NAS of Ukraine), Head of the Pioneering Station number 1 of the Department of Roads and Structures of the PAT "Ukrzaliznytsya" (PS-1 UZ CP), Dnepr, Ukraine, [igtm.rail.trans@gmail.com](mailto:igtm.rail.trans@gmail.com).

---

**Анотація.** Розглянуто теоретичні та експериментально-технічні дослідження динамічних процесів взаємодії колеса і рейки в бічній площині, а також формування бокового зносу рейок при механічній взаємодії колії і коліс ходової частини вагонів в криволінійних ділянках колії. Мета досліджень - визначення впливу коефіцієнта тертя між бічною внутрішньою гранню головки рейки і бічною частиною гребеня бандажа колеса на навантаженість і експлуатаційні показники зносу бічної частини головки рейки. Представлені теоретичні та експериментально-технічні методи досліджень контактної взаємодії, що враховують нормальні і дотичні навантаження в зоні взаємного контакту бічної частини головки рейки і реборди колеса при їх поздовжньому і круговому взаємному ковзанні із застосуванням антифрикційних матеріалів. Результати досліджень спрямовані на зменшення інтенсивності взаємного зносу бічних частин рейок і реборд коліс ходової частини. Проведені дослідження призначені для засобів залізничного, промислового і підземного рейкового транспорту.

**Ключові слова:** рейки, навантаженість, питомі тиску, знос, рейковий транспорт.

**Abstract.** Theoretical and experimental technical studies of dynamic processes of wheel-and-rail interaction in the lateral plane, as well as formation of the rail lateral wear during their mechanical interaction with the wheels of the wagon running gear in curvilinear track sections are considered. Objective of the research was to determine influence of coefficient of friction between rail head lateral inner edge and lateral face of the wheel ridge crest on the loads and operation of rail head lateral face depending on its wear. Theoretical and experimental technical methods of contact interaction studies are presented, which take into account normal and tangential loads in zone of mutual contact between the rail head lateral face and wheel flange at their longitudinal and circular mutual sliding and with the use of antifriction materials. Results of the research should reduce intensity of mutual wear of the rail lateral faces and running gear wheel flanges. The findings can be used for railway, industrial and underground rail transport.

**Keywords:** rails, loading, specific pressures, wear, rail transport.

*Статья поступила в редакцию 13.07. 2017*

*Рекомендовано к печати д-ром техн. наук, проф. Н.В. Надутый*