

Исследование условий движения порожнего состава по участкам различного профиля

В. А. Нехаев¹✉, Е. Г. Леоненко²

¹ Омский государственный университет путей сообщения, г. Омск, Российская Федерация

² Красноярский институт железнодорожного транспорта – филиал Иркутского государственного университета путей сообщения, г. Красноярск, Российская Федерация

✉ nehaevva@rambler.ru

Резюме

Работа выполнена на основе анализа технических заключений случаев сходов порожнего подвижного состава на Красноярской и Восточно-Сибирской железных дорогах в период с 1996 по 2021 г. Установлено, что сходы чаще всего происходят внутри кривой (67 % случаев). Анализ позволил выявить параметры пути и подвижного состава, оказывающие существенное влияние на сход вагонов в прямых и криволинейных участках пути. В статье исследованы условия сходов вагонов при движении по различным участкам пути, рассмотрены основные причины сходов согласно техническим заключениям. В процессе движения порожнего подвижного состава возникают силы взаимодействия. Разработанная расчетная схема достаточно полно характеризует процессы действия сил на вагон. В работе приведены зависимости направляющих сил, действующих в точке контакта колеса и рельса, для набегающих и ненабегающих колес с учетом положения вагона в кривой. Произведен расчет и анализ углов набегания гребня колеса на рабочую поверхность рельса, который позволил установить, что угол набегания не превышает допустимые значения и не оказывает существенного влияния на сход. Исследования также показали, что поперечные горизонтальные направляющие усилия достаточно малы и причиной схода сами по себе быть не могут.

Ключевые слова

всползание колеса вагона, безопасность движения, направляющие усилия, сход вагона, угол набегания

Для цитирования

Нехаев В. А. Исследование условий движения порожнего состава по участкам различного профиля / В. А. Нехаев, Е. Г. Леоненко // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. – 2021. – № 4 (72). – С. 78–86. – DOI: 10.26731/1813-9108.2021.4(72).78-86

Информация о статье

поступила в редакцию: 17.09.2021, поступила после рецензирования: 22.09.2021, принята к публикации: 15.10.2021

Investigation of the conditions of movement of an empty train on plots of various profiles

V. A. Nekhaev¹✉, E. G. Leonenko²

¹ Omsk State Transport University, Omsk, the Russian Federation

² Krasnoyarsk Rail Transport Institute, a branch of Irkutsk State Transport University, Krasnoyarsk, the Russian Federation

✉ nehaevva@rambler.ru

Abstract

The work was carried out based on the analysis of technical conclusions of cases of empty rolling stock derailments on the Krasnoyarsk and East Siberian railways in the period of 1996 to 2021. Analyzing the cases of derailments of empty rolling stock, it was found that derailments mostly occur inside the curve (67 % of cases). The analysis of the derailments made it possible to establish the parameters of the track and rolling stock that have a significant effect on the derailment of cars in straight and curved sections of the track. The analysis of the conditions of car derailments when moving along various sections of the track is carried out, the main reasons for the derailments are considered, according to the technical conclusions. In the process of an empty rolling stock motion, interaction forces arise; the developed calculation scheme quite fully characterizes the processes of forces affecting a car. The dependences of the directing forces acting at the point of contact between the wheel and the rail for running and non-running wheels are given, taking into account the position of the car in the curve. The calculation and analysis of the wheel flange run-in angles on the rail working surface was carried out, which made it possible to establish that the run-in angle does not exceed the permissible values and does not have a significant effect on the run-off. The paper analyzes the forces acting at the point of contact between the wheel and the rail head, studies have shown that the transverse horizontal guiding forces are small enough and cannot be the cause of the descent by themselves.

Keywords

run-in of the car wheel, traffic safety, directing forces, car derailment, run-in angle

For citation

Nekhaev V. A., Leonenko E. G. Issledovanie usloviy dvizheniya porozhnogo sostava po uchastkam razlichnogo profilya [Investigation of the conditions of movement of empty trains on sections of various profiles]. *Sovremennye tekhnologii. Sistemyi analiz. Modelirovanie* [Modern Technologies. System Analysis. Modeling], 2021, No. 4 (72), pp. 78–86. – DOI: 10.26731/1813-9108.2021.4(72).78-86

Article info

Received: 17.09.2021, Revised: 22.09.2021, Accepted: 15.10.2021

Введение

Безопасность движения поездов является приоритетным направлением в развитии железнодорожного комплекса. Одна из важнейших задач ОАО «РЖД» – недопущение транспортных происшествий, повлекших крушения и сходы поездов.

Сход подвижного состава может возникнуть в результате:

- несогласованности действий работников (прием поезда на занятый путь, взрез стрелочного перевода и т. д.);

- нарушения соблюдения технических параметров подвижного состава и верхнего строения;

- действия сил на подвижную единицу, превосходящих допустимые значения при вползании гребня колеса на рабочую поверхность рельса (рис. 1).

С 1996 по 2021 г. на Красноярской и Восточно-Сибирской железных дорогах было допущено более 100 случаев сходов порожнего подвижного состава, большая часть которых

приходится на сходы внутрь кривой без существенных отклонений в содержании пути и подвижного состава. На основании технических заключений расследований сходов подвижного состава произведен анализ виновных в транспортном происшествии (рис. 2). Из гистограммы видно, что чаще всего сходы происходят из-за ненадлежащего содержания железнодорожного пути (просадки, перекосы, уширения), и только в семи случаях из всех рассмотренных виновником аварии признана локомотивная бригада [1].

Теоретические исследования

При следовании вагонов по участкам пути различного плана и профиля между подвижным составом и рельсами появляются силы взаимодействия, величина и направление которых обусловлены как характеристиками рельсового полотна, так и самих подвижных единиц.

Основными характеристиками пути, определяющими силы взаимодействия с подвижным составом, являются: радиус кривой,



Рис. 1. Сход вагонов внутрь кривой
Fig. 1. The inward descent of cars off the curve

ширина колеи, возвышение наружного рельса, износ рельсов, жесткость верхнего строения пути, величина уклона отвода в переходных кривых, наличие отклонений от общепризнанных мерок содержания. Особое влияние на сходы вагонов внутрь рельсовой колеи оказывают переходные кривые, предназначенные для спрямления пути кривого участка, имеющего возвышение рельса, и прямого. При этом происходит сход в безмятежном режиме без резких толчков и в ряде случаев без обрыва тормозной магистрали. Сход (61 % случаев) вызван вкатыванием на поверхность катания рельса гребня наружного либо внутреннего

колеса первой по ходу колесной пары [2].

Для подвижного состава такими характеристиками являются: масса экипажа, масса необрессоренных частей, жесткость рессорного подвешивания, колесная база, диаметр колес, толщина гребней колес, высота центра тяжести, наличие отклонений от норм содержания (разность диаметров колес, толщины гребней, зазоров в скользунах).

Силы, возникающие между подвижной единицей и рельсошпальной решеткой, в некотором приближении можно разделить на действующие в продольном и поперечном направлении относительно оси пути [3, 4].

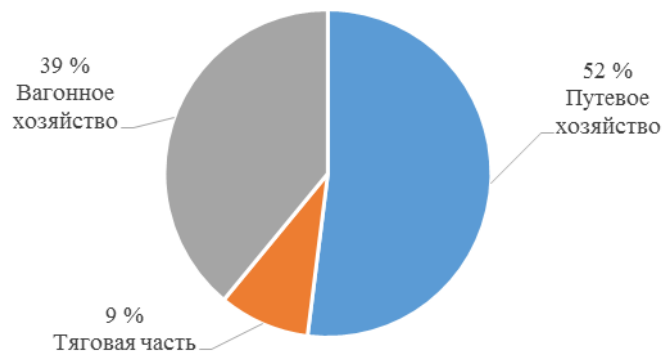


Рис. 2. Диаграмма распределения сходов по службам
Fig. 2. Diagram of the distribution of derailments for services
 39% Car service; 52% Track service; 9% Traction service

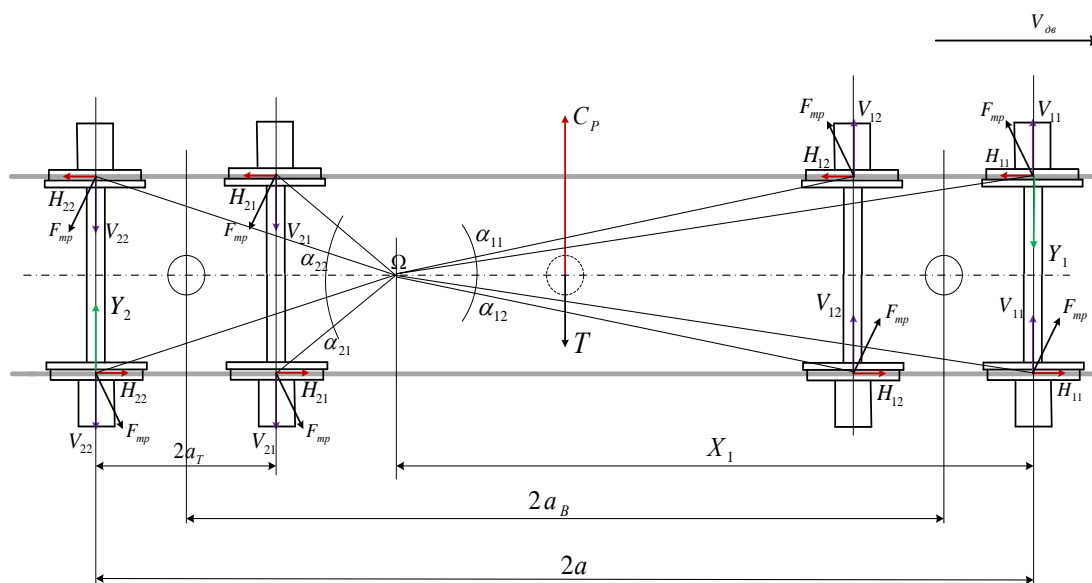


Рис. 3. Схема действия сил на вагон при вписывании в кривую (положение наибольшего перекоса)
Fig. 3. Diagram of the forces affecting the car when fitting into the curve
 (the position of the greatest skew)

В продольной плоскости действуют: силы трения между профилем катания колеса и рабочей гранью рельса, горизонтальная составляющая гравитационной силы, центробежное ускорение и направляющее усилие со стороны рельсов.

При наличии износа рельса гребень в точке контакта испытывает обычное давление, действующее поперек к рельсовому полотну (рис. 3).

Горизонтальная составляющая силы, называемая направляющим усилием Y_1 , старается оттеснить колесную пару, изменяя параметры качения колес. При этом грузовой вагон в процессе движения находится в положении, при котором направляющее усилие $Y_{гор}$ действует только на внешний гребень первой по ходу колесной пары в поперечном к оси пути направлении [5].

При повышении скорости движения положение тележки в кривой меняется под действием центробежного ускорения, тележка смещается внутрь кривой и направляющее усилие $Y_2 = 0$. Такое положение вагона называется свободной установкой, эта ситуация возникает при скорости движения $V_{вп} = V_{св.у.}/V_{хор}$. На вагон в точке контакта колес и рельсов действует только одно направляющее усилие Y_1 на гребень первой по ходу колесной пары, а мгновенный полис поворота оси вагона смещается вправо по ходу вдоль оси тележки.

При дальнейшем возрастании скорости движения вагон переходит в положение хордовой установки, в момент перехода мгновенный полюс перемещается в центр продольной оси тележки и набегает крайними колесными парами на наружный рельс, в этом положении максимальная скорость ограничения конструкционной скорости подвижной единицы $V_{вп} = V_{хор.}/V_{констр.}$

В первых двух случаях положение полюса поворота продольной оси тележки является вполне определенным. Упругое отжатие рельсов, которое возникает при движении вагона в кривой, имеет место незначительного изменения положения полюса и в первом приближении этим можно пренебречь.

В пологих кривых либо прямых участках пути колесная пара осуществляет волнообразное движение. Вагоны, находящиеся в составе поезда при движении в криволинейных участках пути, занимают разные положения. При

этом имеется горизонтальное перемещение рельса в пределах от 1,9 до 2,6 мм в зависимости от радиуса кривой.

В криволинейном участке за счет постепенного уширения рельсовой колеи в переходной кривой в первой колесной паре тележки в поперечном направлении перемещается площадка контакта колеса, движущегося по внутреннему рельсу; во второй колесной паре в поперечном направлении перемещается площадка контакта обоих колес как за счет постепенного уширения колеи в переходной кривой, так и за счет постепенного заноса второй колесной пары тележки наружу кривой.

В кривых участках пути при $R = 350–600$ м тележка вагона движется по примыкавшей набегающим колесом к рабочей грани наружного рельса. К вращению добавляется скольжение в поперечном направлении к продольной оси пути, что принуждает набегающее колесо смещаться от направляющего качения путем неизменного бокового касания гребня колеса головки рельса [6–8].

Поскольку профиль гребня колеса пологий, по кругу катания имеется конусность равная 1:10, то при вписывании в кривую малого радиуса внешнее колесо начинает набегать на головку рельса [9]. Практически у каждой набегающей колесной пары имеется небольшой угол α (угол набегания), который возникает в точке контакта гребня колеса в направлении качения с продольным направлением рельсов, вследствие чего ось вращения колесной пары отклоняется от главного радиуса [10].

При идеальном движении вагона по разным участкам пути колесная пара должна занимать радиальное положение в кривой, но при существующих нормативах железнодорожного полотна и гребней колес данное положение невозможно. Нерадиальное положение колесной пары приводит к появлению поперечного скольжения колеса, что понижает величину коэффициента сцепления [11]. При прохождении возможных перемещений колесной пары набегающее колесо допускает перемещение вдоль образующей конуса поверхности гребня, а ненабегающим колесом – вдоль касательной к профилю поверхности катания. При следовании подвижного состава по эталонному железнодорожному пути гребень колеса своей выкружкой не должен взаимодействовать с рабочей гранью рельса. Ввиду того, что на железно-

дорожном пути имеются неровности между направлением движения колесной пары и продольной осью пути в момент начала набегания колеса на рельс образуется угол набегания. Так как колесо совершает скольжение, то угол набегания не остается постоянным, а все время меняется. Углы набегания в процессе следования в кривой постоянного радиуса не меняются. Характер движения изменяется при следовании в переходной кривой.

Угол считается положительным при вращении касательной до совмещения с плоскостью качения данного колеса в направлении против часовой стрелки.

При установке вагона в положение наибольшего перекоса углы α_{ij} i -го колеса j -ой колесной пары ($i = 1, 2; j = 1, 2$) могут быть как положительными, так и отрицательными [12]. Их величина зависит от зазора между гребнем колеса и головкой рельса 2δ , базы вагона $2a$, радиуса кривой R и от возвышения наружного рельса в кривой h . Найдем соотношения приведенных величин, при выполнении которых углы принимают положительные и отрицательные значения. При выполнении равенства $\frac{\delta}{a} = \frac{2a}{R+h}$ вторая тележка по ходу движения находится в радиальном положении. Из приведенной схемы следует, что если име-

ет место условие $\frac{\delta}{a} \leq \frac{2a}{R+h}$, то значения обозначенных углов имеют положительную величину. Если выполняется условие $\frac{\delta}{a} \geq \frac{2a}{R+h}$, то углы отрицательные (рис. 3).

В табл. 1 приведены зависимости сил, действующих в точке контакта колеса и рельса для набегающих и ненабегающих колес, с учетом положения вагона в кривой [13].

Гребень под действующей на него массой вагона скользит в точке контакта на головке рельса вертикально вниз. Поперечное скольжение тем сильнее, чем больше отклоняется колесная пара от направления собственного качения, и чем больше она во время касания при набегании отклоняется от своей радиальной установки. Это же относится к скольжению гребня. Обозначенное дополнительное поперечное скольжение поверхностей катания колеса и скольжение по наклонной вниз гребня вызывает противоположно направленное сопротивление скольжению. Необходимое направление движения набегающей колесной пары в кривой или на прямом участке колеи требует, чтобы колесная пара совершала движение, не изменяя своего угла по отношению к оси пути. По этой же причине колесная пара должна не только перемещаться поперек пути, но и пово-

Табл. 1. Направляющие усилия и силы трения, действующие в продольном и поперечном направлении

Table. 1. Guiding forces and friction forces acting in the longitudinal and transverse directions

Расчетная величина	Набегающие колеса	Ненабегающие колеса
Возвращающая сила	$F_{yi}^p = N_i \sin \beta_i$	$F_{yi}^p = N_i \sin \gamma_i$
Поперечная сила трения	$F_{yi}^{ck} = N_i f \cos \beta_i \sin \vartheta_i$	$\mp F_{yi}^{ck} = N_i f \cos \beta_i \sin \vartheta_i$
Реакция рельса	Наружное колесо $N_i = \frac{P_i}{\cos \beta_i \pm f \cos \gamma' \sin \vartheta_i}$	Наружное колесо $N_i = \frac{P_i}{\cos \alpha \pm f \sin \gamma \sin \vartheta_i}$
	Внутреннее колесо $N_i = \frac{P_i}{\cos \beta_i \mp f \cos \gamma' \sin \vartheta_i}$	Внутреннее колесо $N_i = \frac{P_i}{\cos \alpha \mp f \cos \gamma' \sin \vartheta_i}$
Продольная сила трения	$\sum_{i=1}^n F_{xi}^{ck} = \sum_{i=1}^n N_i (f \cos \vartheta_i - \frac{(f \cos \vartheta_i) r_i^e}{\cos \gamma_i r_i^n})$	

рачиваться соответственно кривизне пути вокруг вертикальной оси, но имеющаяся разница радиусов кругов катания почти никогда не бывает достаточной для необходимого поворота колесной пары [14, 15]. Это не может вызвать значительное направляющее усилие гребня.

Для того чтобы осуществлялся нормальный поворот одиночной колесной пары в кривой, необходимо, чтобы отношение диаметров кругов катания внутреннего и наружного колес равнялось отношению радиусов внутренних и наружных ниток кривой. Если отношение будет меньше отношения радиусов колеса, то колеса будут работать в режиме проскальзывания и сухого трения.

Угол между направлением подхода колесной пары к точке набегания и продольным направлением рельсов в поперечном сечении гребня в момент начала набегания называют углом удара. Он отличается от угла набегания в случае перемещения колеса не только качением, но и дополнительным скольжением к моменту набегания. Угол набегания гребня колеса на головку рельса зависит от зазора в рельсовой колее и непараллельности осей колесных пар, вызванной наличием зазора между буксой и боковой челюстью боковины и определяется как их сумма [16]. Сход порожнего вагона с рельсов произойдет, когда углы набегания превысят допустимые значения (см. табл. 2). Допустимые углы набегания рассчитываются согласно нормативам содержания

пути и подвижного состава без учета допустимых отклонений в содержании вагона (перекос кузова вагона из-за разницы зазоров в скользунах, разницы высоты рессорного подвешивания и т. д.).

Анализируя данные, полученные из расчетов углов набегания, можно сделать вывод, что углы набегания при технически исправном состоянии железнодорожного пути не несут опасности для движения поездов. При учете отклонений в содержании текущего состояния вагонов углы набегания уваливаются более чем в 2 раза, но не могут оказать влияния на сход вагона.

При недостатке величины зазора между гребнем колеса и головкой рельса контакт осуществляется не по поверхности катания колеса, а на поверхности выкружки гребня. Колесо выбирает точку контакта не за счет конусности профиля катания колеса, а за счет дополнительного перегиба и поворота колесной пары в процессе набегания, что способствует вползанию гребня колеса на рельс и последующему сходу порожнего вагона. Также недостаточная величина зазора может спровоцировать отжатие одной из рельсовых нитей.

Выполнен анализ влияния зазора на установку грузового вагона в кривой. Установлено, что во всех случаях схода внутрь кривой зазор между рабочей поверхностью рельса и гребнем колеса меньше, чем необходимый для свободной установки вагона, когда нормативные па-

Табл. 2. Углы набегания гребня колеса на головку рельса в рассмотренных участках схода порожних вагонов

Table. 2. Angles of incidence of the wheel on the rail on the considered sections of the empty cars derailment

Показатель	Значение				
Радиус кривой R , м	583	641	1 033	1 180	1 309
Допустимый угол набегания, рад	0,074	0,067	0,0815	0,0714	0,052
Фактический угол набегания колеса на рельс, рад	0,0221	0,017	0,022	0,0225	0,019

Табл. 3. Результаты расчета реальных условий движения вагона в кривых различных радиусов

Table. 3. The results of calculating the real conditions of motion of the car in curves of different radii

Скорость схода $V_{сх}$, км/ч	Радиус кривой R , м	Скорость перемещения в положении свободной установки, км/ч	Возвышение наружного рельса h_p , м	Зазор между гребнем колеса и внутренней поверхностью рельса, м	Поперечные направляющие усилия, кН			Коэффициент запаса устойчивости
					Y_1	Y_2	$Y_{бок}$	
76	583	130,82	0,06	0,029	32,56	25,56	13,68	1,35
73	641	136,01	0,06	0,026	30,93	24,74	14,42	1,335
70	1033	130,54	0,04	0,028	32,43	23,92	15,11	1,313
78	1180	124,2	0,06	0,027	32,32	21,87	14,87	1,368
71	1309	109,8	0,05	0,026	32,33	21,98	15,2	1,347

раметры содержания пути это позволяют [17]. При увеличении зазора в кривых радиусом 300–600 м на 2 мм устойчивость вагона увеличивается на 10–20 %, а в кривых радиусом более 600 м на 15–25 %.

В то же время направляющее усилие от внешнего рельса Y_1 в диапазоне допустимых скоростей не превышает 30–34 кН, его горизонтальная составляющая – 18 кН, а вертикальная нагрузка на колесо составляет 32 кН.

В большинстве рассмотренных случаев в режимах выбега и тяги при скорости 60–80 км/ч сходы происходят не наружу, а внутрь кривой. При этом, как правило, вагон находился в положении наибольшего перекаса, а одним из факторов, вызвавшим нарушение безопасности движения, явился момент $Y_2 \cdot 2a$ от направляющего усилия, оказывающего влияние на гребень четвертой колесной пары по ходу движения.

При возрастании скорости движения на кривых участках пути величина направляющего усилия Y_2 значительно уменьшается. Особенно это заметно в кривых радиусом 350–600 м. Анализ результатов расчетов для приведенных произвольно выбранных случаев схода вагонов внутрь кривой приведен в табл. 3.

Результаты расчетов позволили установить, что величины поперечных горизонтальных усилий $Y_{бок}$, действующих в точке контакта колес и рельсов, недостаточно для того, чтобы спровоцировать отжатие рельса даже при положении наибольшего перекаса и вызвать сход вагона [18]. Анализ материалов технических заключений, случаев сходов и расчет параметров пути, позволили установить, что в ряде случаев (62 %) сход вагона произошел на участке пути, где возвышение наружного рельса значительно больше необходимого или же, наоборот, меньше расчетной величины, что приводит к перераспределению нагрузок в точке контакта колеса и рельса. Например, в кривой радиусом 583 м возвышение наружного

рельса составило всего 0,06 м, при необходимом по условиям безопасности движения поездов 0,131 м. При нормализации возвышения наружного рельса в кривых, уменьшится длина переходных кривых, что обеспечит плавность отвода возвышения.

В 25 % случаев сходов непогашенное ускорение приобретает знак «–», т. е. горизонтальная составляющая гравитационной силы веса значительно больше результата действия центробежного ускорения, и вагон под его действием отклоняется не наружу, как это должно быть, а внутрь кривой.

Заключение

В результате исследования взаимодействия подвижного состава и пути получены следующие результаты:

1. Углы набегания гребня колеса на головку рельса достаточно малы и сами по себе вызвать всползание гребня колеса на поверхность головки рельса не могут.

2. Результаты расчетов показали, что при вписывании грузовых вагонов в кривые участки пути различного радиуса величина зазора между рабочей гранью рельса и гребнем колеса недостаточна для того, чтобы вагон в процессе движения мог занять положение свободной установки. В 90 % случаев сходов вагон в момент всползания колеса на головку рельса находился в положении наибольшего перекаса.

3. Численная величина диаметральных горизонтальных боковых сил примерно в три раза меньше направляющего усилия Y_1 во всех рассмотренных случаях, вследствие чего схода вагона при движении вызвать не может, даже при неблагоприятных условиях.

На основании выполненного анализа будут произведены исследования динамических сил и определение уровня их влияния на безопасность движения порожнего подвижного состава.

Список литературы

1. Леоненко Е.Г. Анализ действия сил на порожний подвижной состав при вписывании в кривые участки пути // Цифровизация транспорта и образования : материалы Всерос. науч.-практ. конф., посвящ. 125-летию железнодорожного образования в Сибири. Красноярск, 2019. С. 384–388.
2. Николаев В.А., Капустина Е.П., Леоненко Е.Г. Причины схода порожнего подвижного состава на Красноярской и Восточно-Сибирской железных дорогах // Вестн. Урал. гос. ун-та путей сообщ. 2019. №1 (41). С. 47–53.
3. Вериго М.Ф., Коган А.Я. Взаимодействие пути и подвижного состава. М. : Транспорт, 1986. 558 с.
4. Данилов В.Н. Железнодорожный путь и его взаимодействие с подвижным составом. М. : Трансжелдориздат, 1961. 111 с.
5. Вериго М.Ф. Динамика вагонов. М. : ВЗИИТ, 1971. 176 с.

6. Капустина Е.П., Леоненко Е.Г. Влияние технических характеристик и их отклонений на устойчивость движения порожнего подвижного состава // Изв. Транссиба. 2019. № 2 (38). С. 16–23.
7. Голубенко А.Л. Сцепление колеса с рельсом. Киев : ВИПОЛ, 1993. 448 с.
8. Медель В.Б. Подвижной состав электрических железных дорог. М. : Транспорт, 1965. 280 с.
9. Вагоны: проектирование, устройство и методы испытаний / под ред. Л.Д. Кузьмича. М. : Машиностроение, 1978. 376 с.
10. Лазарян В.А., Длугач Л.А., Коротенко М.Л. Устойчивость движения рельсовых экипажей. Киев : Наукова думка, 1972. 198 с.
11. Погорелов Д.Ю., Симанов В.А. Показатель для оценки опасности схода подвижного состава путем вкатывания колеса на головку рельса // Вісник СНУ ім. В. Даля. 2010. № 5 (147). С. 64–70.
12. Михальченко Г.С., Погорелов Д.Ю., Симонов В.А. Совершенствование динамических качеств подвижного состава железных дорог средствами компьютерного моделирования // Тяжелое машиностроение. 2003. № 12. С. 2–6.
13. Арнольд В.И. Математические методы классической механики. М. : Наука, 1974. 432 с.
14. Хейман Х. Направление железнодорожных экипажей рельсовой колеи. М. : Трансжелдориздат, 1957. 416 с.
15. Влияние параметров подвижного состава и пути на устойчивость движения / Н.П. Буйнова, Е.П. Капустина, Е.Г. Леоненко и др. // Вестн. транспорта Поволжья. 2011. № 1 (25). С. 24–30.
16. Оценка безопасности движения вагонов при отклонениях от норм содержания ходовых частей и пути : дис. ... д-ра техн. наук / Г.И. Петров ; МИИТ. М., 2000. 348 с.
17. Коган А.Я., Черняков Е.А. Оценка достаточного условия устойчивости колеса на рельсе с учетом вероятностного характера, влияющего на нее некоторых факторов // Вестн. ВНИИЖТ. 2008. № 2. С. 36–41.
18. Капустина Е.П. Пути увеличения ресурса бандажей колес в зависимости от их технического состояния и условий эксплуатации электровозов : дис. ... канд. техн. наук / Е.П. Капустина. Иркутск, 2002. 147 с.

References

1. Leonenko E.G. Analiz deystviya sil na porozhniy podvizhnoy sostav pri vpiyvaniy v krivyey uchastki puti [Analysis of the effect of forces on empty rolling stock when entering into curved sections of the track]. *Tsifrovizatsiya transporta i obrabotvaniya: materialy Vserossiyskoy nauchno-prakticheskoy konferentsii, posvyashhennoy 125-letiyu zheleznodorozhnogo obrazovaniya v Sibiri [Digitalization of transport and education: Materials of the All-Russian scientific and practical conference dedicated to the 125th anniversary of railway education in Siberia]*. Krasnoyarsk, 2019. pp. 384–388.
2. Nikolaev V.A., Kapustina E.P., Leonenko E.G. Prichiny skhoda porozhnego podvizhnogo sostava na Krasnoyarskoy i Vostochno-Sibirskoy zheleznykh dorogakh [The reasons for the derailment of empty rolling stock on the Krasnoyarsk and East Siberian railways]. *Vestnik Ural'skogo gosudarstvennogo universiteta putey soobsheniya [Bulletin of the Ural State Transport University]*. 2019, No. 1(41), pp. 47–53.
3. Verigo M.F., Kogan A.Ya. Vzaimodeystvie puti i podvizhnogo sostava [Track and rolling stock interaction]. Moscow: Transport Publ., 1986. 558 p.
4. Danilov V.N. Zheleznodorozhnyi put' i ego vzaimodeystvie s podvizhnym sostavom [Railway track and its interaction with rolling stock]. Moscow: Transzheldorizdat Publ., 1961. 111 p.
5. Verigo M.F. Dinamika vagonov [Dynamics of cars]. Moscow: VZIIТ Publ., 1971. 176 p.
6. Kapustina E.P., Leonenko E.G. Vliyaniye tekhnicheskikh kharakteristik i ikh otkloneniy na ustoychivost' dvizheniya porozhnego podvizhnogo sostava [The influence of technical characteristics and their deviations on the stability of the movement of empty rolling stock]. *Izvestiya Transsiba [Bulletin of Transsib]*. 2019, No. 2(38), pp. 16–23.
7. Golubenko A.L. Stsepleniye koleasa s rel'som [Wheel clutch with rail]. Kiev: VIPOL Publ., 1993. 448 p.
8. Medel V.B. Podvizhnoy sostav elektricheskikh zheleznykh dorog [Rolling stock of electrical railways]. Moscow: Transport Publ., 1965. 280 p.
9. Vagony: proyektirovaniye, ustroystvo i metody ispytaniy [Cars: design, device and test methods] / pod red. L.D. Kuz'micha. M.: Mashinostroyeniye, 1978. 376 s.
10. Lazaryan V.A., Dlugach L.A., Korotenko M.L. Ustoichivost' dvizheniya relsovykh ekipazhey [Movement stability of railway vehicles]. Kiev: Naukova Dumka Publ., 1972. 198 p.
11. Pogorelov D.Yu., Simonov V.A. Pokazatel dlya otsenki opasnosti skhoda podvizhnogo sostava putem vkatyvaniya koleasa na golovku relsa [The indicator for assessing the risk of rolling stock derailment by wheel mounting on the rail head]. *Visnyk Skhidnoukrainskoho natsionalnoho universytetu im. V. Dalia [Bulletin of East Ukrainian National University named after Volodymyr Dahl]*, 2010, No. 5(147), part I, pp. 64–70.
12. Mikhalchenko G.S., Pogorelov D.Yu., Simonov V.A. Sovershenstvovaniye dinamicheskikh kachestv podvizhnogo sostava zheleznykh dorog sredstvami komp'yuternogo modelirovaniya [Improvement of dynamic qualities of rolling stock of railways by means of computer modeling]. *Tyazheloe mashinostroeniye [Heavy mechanical engineering]*. 2003, No. 12, pp. 2–6.
13. Arnold V.I. Matematicheskiye metody klassicheskoy mekhaniki [Mathematical methods of classical mechanics]. Moscow: Nauka Publ., 1974. 432 p.
14. Heyman H. Napravleniye zheleznodorozhnykh ekipazhey relsovoy koleyey [The direction of railway carriages by rail gauge]. Moscow: Transzheldorizdat, 1957. 416 p.
15. Buianova N.P., Kapustina E.P., Leonenko E.G., Churinova O.V. Vliyaniye parametrov podvizhnogo sostava i puti na ustoychivost' dvizheniya [Impact of the parameters of the rolling stock and the track on the motion stability]. *Vestnik transporta Povolzhya [Bulletin of transport of the Volga region]*. 2011, No. 1(25), pp. 24–30.

16. Petrov G.I. Otsenka bezopasnosti dvizheniya vagonov pri otkloneniyakh ot norm sodержaniya khodovykh chastej i puti: dis. ... dok. tekhn. nauk [Evaluation of the safety of the movement of cars in the event of deviations from the norms of maintenance of running parts and track: D. Sc. (Engineering) diss.]. Moscow, МИИТ, 2000, 348 p.

17. Kogan A.Ya., Chernyakov Ye.A. Otsenka dostatochnogo usloviya ustoychivosti kolea na relse s uchedom veroyatnostnogo kharaktera vliyayushchego na neye nekotorykh faktorov [Evaluation of sufficient condition of the wheel stability on the rail, taking into account the probabilistic nature of some factors influencing it]. *Vestnik VNIIZhT* [Bulletin VNIIZhT]. 2008, No. 2, pp. 36–41.

18. Kapustina E.P. Puti uvelicheniya resursa bandazhey koles v zavisimosti ot ikh tekhnicheskogo sostoyaniya i usloviy ekspluatatsii elektrovozov: dis. ... kand. tekhn. nauk [Ways to increase the resource of wheel bands depending on their technical condition and operating conditions of electric locomotives: Ph.D. (Engineering) diss.]. Irkutsk, IrGUPS Publ., 2002, 147 p.

Информация об авторах

Нехаев Виктор Алексеевич – д-р техн. наук, проф. кафедры теоретической и прикладной механики, Омский государственный университет путей сообщения, г. Омск, e-mail: nehaevva@rambler.ru.

Леоненко Елена Геннадьевна – преподаватель электро-механического отделения, Красноярский институт железнодорожного транспорта – филиал Иркутского государственного университета путей сообщения, г. Красноярск, e-mail: leonenko-eg@mail.ru.

Information about the authors

Viktor A. Nekhaev – Doctor in Engineering Science, The Full Professor of the Department of Theoretical and Applied Mechanics, Omsk State Transport University, Omsk, e-mail: nehaevva@rambler.ru.

Elena G. Leonenko – Lecturer of the department of Electromechanics, Krasnoyarsk Rail Transport Institute, a branch of Irkutsk State Transport University, Krasnoyarsk, e-mail: leonenko-eg@mail.ru.