

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

УДК 629.463.6/.66.015:625.1.032

А. А. ШВЕЦ^{1*}

^{1*}Каф. «Теоретическая и строительная механика», Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна, ул. Лазаряна, 2, Днипро, Украина, 49010, тел. +38 (050) 214 14 19, эл. почта angela_Shvets@ua.fm, ORCID 0000-0002-8469-3902

ДИНАМИКА ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ НЕКОТОРЫХ ТИПОВ ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ С ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОЙ КОЛЕЕЙ

Цель. Неотъемлемой и существенной особенностью современного вагонного парка является его массовость. Для всего парка подвижного состава даже самые незначительные конструкционные изменения приобретают огромные масштабы. Основной целью работы является теоретическое исследование влияния инерционных характеристик кузовов различных типов грузового подвижного состава, с учетом режима загрузки и скорости движения, на их основные динамические показатели и показатели взаимодействия с путевой структурой. **Методика.** Теоретические исследования проведены методом математического и компьютерного моделирования динамической нагруженности при движении некоторых типов грузовых вагонов: полувагонов модели 12–532, вагонов-хопперов для перевозки угля модели 12–4034 и платформ модели 13–401 на типовых тележках 18–100 со скоростями в диапазоне от 50 до 90 км/ч по кривым малого и среднего радиуса. **Результаты.** Представлен анализ теоретических исследований динамических качеств и показателей взаимодействия с железнодорожным путем грузового подвижного состава. В ходе выполнения теоретических исследований и после моделирования с учетом процессов колебания грузовых вагонов при различных режимах загрузки получены зависимости основных динамических показателей от скорости движения. **Научная новизна.** Впервые исследовано влияние инерционных характеристик кузовов различных типов грузового подвижного состава и режимов загрузки на динамическую нагруженность вагона с целью решения задачи прогнозирования динамики подвижного состава и показателей его взаимодействия с колеей. Получены результаты теоретических исследований с учетом скорости движения по кривым участкам пути малого и среднего радиуса. **Практическая значимость.** Представленные результаты расчетов: позволяют определить оптимальные значения таких параметров, как тара, высота центра масс и длина базы вагона, при решении вопросов модернизации эксплуатируемого парка вагонов и определении резервов повышения их грузоподъемности; дают возможность решать задачи поиска оптимальных направлений модернизации рельсового экипажа; способствуют созданию технических условий на изготовление новых и модернизацию эксплуатируемых грузовых вагонов; направлены на повышение уровня надежности и безопасности процесса перевозок в современных условиях на железнодорожном транспорте.

Ключевые слова: груз; вагон-платформа; вагон-хоппер; полувагон; динамические показатели; криволинейные участки пути; показатели взаимодействия подвижного состава с колеей; скорость движения

Введение

Подразделения вагонного хозяйства являются одними из наиболее важных и сложных отраслей железнодорожного транспорта, основу которого составляет подвижной состав. Успешное выполнение перевозочного процесса существенно зависит от количества грузовых вагонов и эффективности их эксплуатации. Поэтому важнейшее значение приобретает рациональность конструкции вагонов, от которой зависит провозная способность железных дорог и себестоимость перевозок, возможности меха-

низации и автоматизации при изготовлении, ремонте вагонов, в процессе формирования поездов и при проведении погрузочно-разгрузочных операций [7, 11, 18].

Необходимость обеспечения сохранности скоропортящейся категории грузов, предупреждения повреждений хрупких грузов, защиты некоторой номенклатуры грузов от неблагоприятных погодных условий, движения с повышенными скоростями, минимизации затрат на постройку, ремонт и эксплуатацию вагонов диктует наличие существенного многообразия типов и конструкций в современном парке гру-

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

зовых вагонов. В то же время грузовой подвижной состав должен обеспечивать безопасность движения поездов [1, 21, 24].

Массовость вагонного парка является его неотъемлемой и существенной особенностью. Даже самые незначительные конструкционные изменения приобретают для всего парка подвижного состава большие масштабы. Проведение предварительной оценки динамических качеств вагона на стадии его проектирования, которую возможно осуществить с помощью математического и компьютерного моделирования, представляет практический интерес [12, 25].

Уменьшение тары подвижного состава – одна из основных и весьма сложных проблем транспортной науки и техники. При ее решении необходимо учитывать все многообразие условий, характеризующих строительство и эксплуатацию вагонов. Возможности конструктивного совершенствования вагонов с целью их облегчения весьма значительны. Снижение веса подвижного состава имеет особенно важное значение для вагоностроения, являющегося одним из основных потребителей металла. Вагоны требуют постоянных затрат, связанных с их передвижением в эксплуатации, поэтому снижение расхода металла в вагоностроении приводит не только к уменьшению строительной стоимости продукции, но к еще более существенному эффекту – снижению эксплуатационных расходов железнодорожной отрасли. Однако при решении этих задач проектировщикам приходится учитывать все многообразие требований, предъявляемых к вагонам, рассматривать различные варианты решений [11, 19, 20].

Снижение тары грузовых вагонов обычно сопровождается увеличением их грузоподъемности, вследствие чего возрастает провозная способность железных дорог за счет увеличения веса поездов. При постоянных размерах перевозок обеспечивается возможность сокращения парка вагонов и локомотивов, потребности в развитии пропускной способности железных дорог, а также локомотивных и поездных бригад. Если снижение тары вагонов происходит без увеличения их грузоподъемности, уменьшаются осевые нагрузки, вследствие чего увеличивается срок службы рельсов, колес,

тормозных колодок, облегчается работа букс. Уменьшение нагрузок на колесные пары, и особенно от необрессоренных частей вагонов, снижает динамические усилия, что в свою очередь позволяет уменьшить тару вагонов. Поскольку снижение веса вагонов сопровождается уменьшением их сопротивления движению, при данной силе тяги локомотивов появляется возможность увеличения пропускной способности железных дорог за счет увеличения скорости движения поездов [14, 17, 28].

Следовательно, снижение тары вагонов обеспечивает увеличение провозной способности железных дорог, экономию металла, сокращение расхода топлива и электроэнергии, ускорение перевозок, уменьшение капиталовложений в вагонный и локомотивный парки, развитие пропускной способности железных дорог и снижение себестоимости железнодорожных перевозок. Поскольку вагоны являются массовой продукцией, даже небольшое снижение их тары приводит к значительному экономическому эффекту. В то же время снижение тары вагонов не должно вызывать ухудшения безопасности движения поездов, эксплуатационной надежности вагонов и других показателей, характеризующих целесообразность конструкции. Необходимо также совершенствовать методы расчета и испытаний прочности вагонов и их отдельных узлов [22, 27].

Для уменьшения усилий, передающихся на части вагона при движении по кривой, и сил, обусловленных изменениями скорости и колебаниями кузова, необходимо снижение центра масс вагона и уменьшение его смещения от вертикальной оси симметрии. Снижение центра масс целесообразно и для грузовых вагонов, имеющих сравнительно малую базу [24]. Продольные усилия в поездах иногда достигают величин, превосходящей прочность рам вагонов некоторых конструкций. Исследования показали, что большие значения ударно-тяговых усилий обусловлены главным образом резким троганием поезда с места; подтягиванием частично сжатого состава, особенно при полностью растянутой хвостовой части, имеющей вагоны с неотпущенными тормозами; торможением стоп-краном в хвостовой части состава при малой скорости движения и сжатом составе в начале торможения [16, 23]. Величина уси-

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

лий, передаючихся ударно-тяговими приборами на раму и другие части вагона, зависит от эффективности и жесткости поглощающих аппаратов автосцепки, а также от несоостности осей автосцепок соседних вагонов. В случае, когда энергия удара не превышает эффективности поглощающего аппарата, она воспринимается упруго. Если же энергия удара превышает эффективность поглощающего аппарата, он полностью сожмется, и избыток энергии будет без смягчения восприниматься конструкцией (рамой и другими частями) вагона. Поскольку жесткость конструкции вагона значительно превосходит жесткость поглощающих аппаратов, ударные усилия в этом случае резко возрастают. Большое значение имеет правильное расположение автосцепного устройства на раме вагона (предупреждение перекосов поглощаю-

a – a

щего аппарата и обеспечение центрального нагружения хребтовой балки) [13, 29].

В режиме торможения вагоны могут занимать положение максимального перекоса в пределах зазора в рельсовом пути (рис. 1, *a*). В отличие от движения по кривой в тяговом режиме (рис. 1, *б*) это приводит к возникновению поперечных горизонтальных составляющих продольных сил, а при разнице высот их автосцепок – вертикальных составляющих. Это, в свою очередь, влияет на величины боковых и вертикальных сил взаимодействия, определяющие необходимые условия вкатывания колес на головку рельса [13]. Для более точного определения устойчивости подвижного состава при определении составляющих продольных сил необходимо учитывать действие соседних вагонов друг на друга [4].

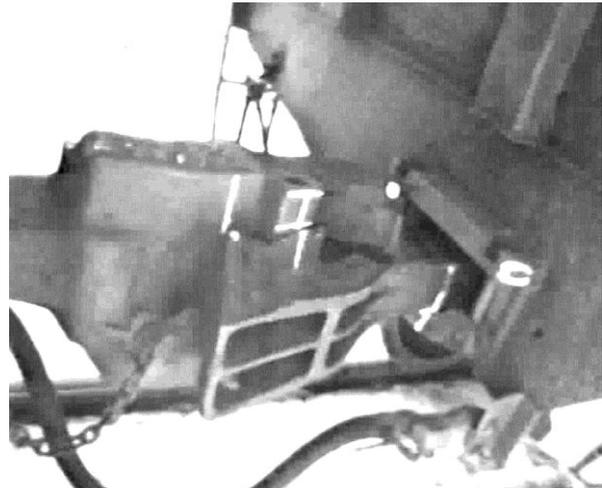
б – б

Рис. 1. Взаимное расположение автосцепных устройств вагонов в поезде:

a – соединение соседних вагонов в тяговом режиме; *б* – положение автосцепок в режиме торможения

Fig. 1. Mutual arrangement of car automatic couplers in a train:

a – connection of adjacent cars in traction mode; *b* – position of automatic couplers in braking mode

Наличие эксцентриситетов также вызывает дополнительные напряжения в узлах, в ряде случаев превосходящие основные напряжения в конструкции (рис. 2). Уменьшение эксцентриситетов снижает дополнительные напряжения, что позволяет облегчить конструкцию при

неизменной внешней нагрузке или увеличить внешнюю нагрузку без повышения веса конструкции. На величине продольных усилий весьма существенно сказываются размеры зазоров в автосцепном оборудовании вагонов, поэтому целесообразно их сокращение [1, 10].

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ



Рис. 2. Передача автосцепками продольного усилия в соединении двух вагонов с эксцентриситетом

Fig. 2. Transmission of longitudinal force by automatic couplers in the connection of two cars with eccentricity

В работе [9] приведены теоретические исследования влияния инерционных характеристик вагонов-хопперов моделей 20–4015, 20–4076 и 25–4001 на их динамические показатели. Сравнение результатов расчета коэффициентов устойчивости колеса от схода с рельсов вагона-хоппера для перевозки окатышей 20–4015, вагона-хоппера для перевозки бокситов 20–4076 и вагона-хоппера для перевозки техуглерода 25–4001 показывают, что в порожнем состоянии худшие показатели у модели 25–4001 с большей массой тары и более высоким центром масс. В грузном состоянии более стабильные показатели у модели 20–4015 с меньшей высотой центра масс.

Современное вагоностроение характеризуется переходом от конструкций с несущими рамами к цельнонесущим кузовам, т. е. к таким конструкциям, у которых основные нагрузки, действующие на вагон, воспринимаются не только рамой, но и полом, стенами, крышей. Важное значение для облегчения конструкции имеет также правильный выбор формы элементов. В вагоностроении должны широко применяться новые экономичные профили проката, отличающиеся от обычных профилей более выгодными характеристиками прочности и жесткости [11, 26].

Итак, совершенствование вагонного парка за счет создания инновационных конструкций или модернизации отдельных составляющих является приоритетным направлением улучшения технико-экономических параметров грузовых вагонов. При этом совершенствование подвижного состава предусматривает улучшен-

ные технические характеристики, которые обеспечат выполнение главных требований – надежности и экономической эффективности. Оценку динамических качеств и параметров воздействия на путь спроектированной конструкции производить после ее изготовления и проведения динамических ходовых испытаний. Результаты динамического взаимодействия различных типов подвижного состава, как правило, не анализируют с точки зрения сопоставления основных параметров конструкции и минимального воздействия на путевую структуру.

Цель

Основной целью работы является теоретическое исследование влияния инерционных характеристик кузовов различных типов грузового подвижного состава, с учетом режима загрузки и скорости движения, на их основные динамические показатели и показатели взаимодействия с путевой структурой.

Методика

Математическая модель, описывающая пространственные колебания сцепа вагонов в составе поезда (рис. 3), предложена в работах, в которых один рельсовый экипаж рассматривают по полной расчетной схеме («нулевой») [3, 4, 15], а расчетные схемы соседних вагонов, в зависимости от постановки задачи, упрощают по мере удаления от «нулевого» экипажа в обе стороны [15, 24, 25].

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

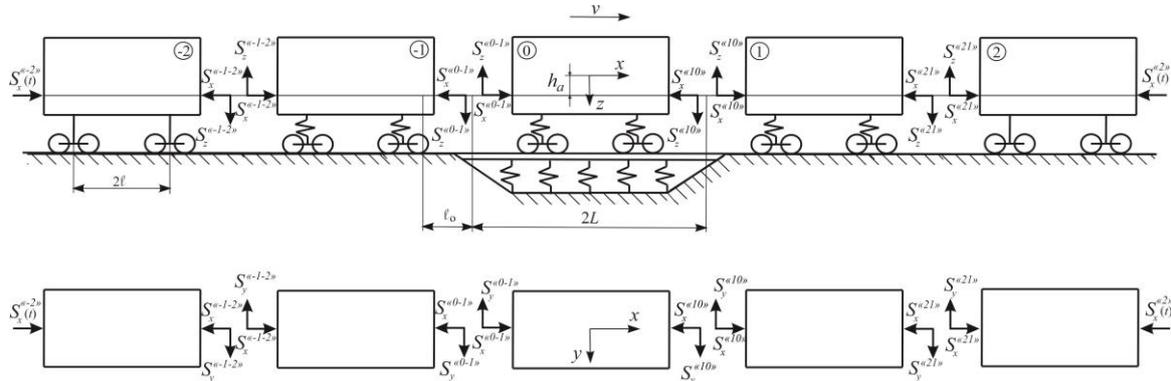


Рис. 3. Схема сцепки грузовых вагонов в составе поезда

Fig. 3. Scheme of the coupling of freight cars in a train

В качестве расчетной схемы «нулевого» экипажа принята математическая модель пространственных колебаний грузового вагона в виде многомассовой (кузов, две наддрессорные балки, четыре боковые рамы, четыре колесные пары) нелинейной механической системы с 58 степенями свободы, которая движется по инерционному, упруго-диссипативному пути [3]. Вагоны, соседние с «нулевым», представ-

лены системой с 12 степенями свободы. Последние вагоны сцепки рассматривают по еще более упрощенной схеме – эти вагоны являются системами с шестью степенями свободы.

Расчетная схема «нулевого» грузового вагона и положительные направления для всех перемещений и углов поворота приведены на рис. 4.

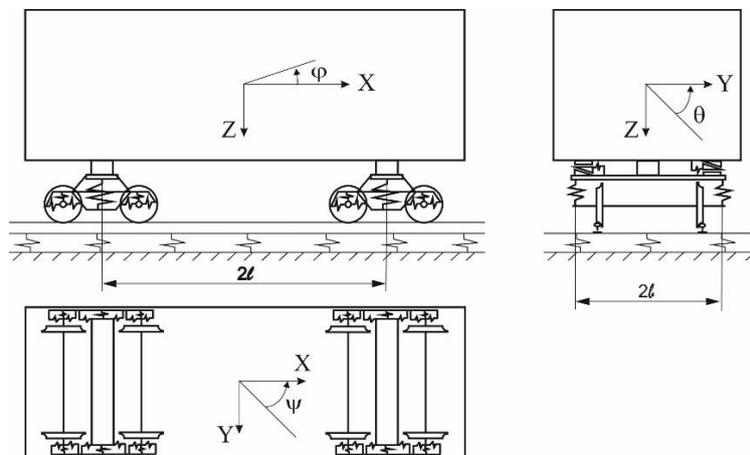


Рис. 4. Расчетная схема 4-осного грузового вагона

Fig. 4. Design scheme of a 4-axle freight car

В данной работе исследовано влияние режима загрузки на основные динамические показатели и показатели взаимодействия подвижного состава с рельсами грузовых вагонов в криволинейных участках железнодорожного пути. Исследование проведено с использованием модели пространственных колебаний сцепки пяти вагонов в составе поезда. Исходные данные для исследования: движение полувагона

модели 12–532, хоппера для перевозки угля модели 12–4034 и вагона-платформы модели 13–401 с типовыми тележками 18–100 со скоростями в интервале 50 ÷ 90 км/ч в кривых с радиусами 350 и 600 м, с повышениями наружного рельса 130 и 120 мм соответственно. Был изучен стационарный режим движения с целью установления влияния режимов загрузки на динамическую нагруженность грузового

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

подвижного состава. Ходовые части вагонов, поверхность катания колес и профиль головки рельса предусмотрены в нормальном техническом состоянии.

При различных режимах загрузки изменяются: вес вагонов, моменты инерции кузова I_x ,

I_y , I_z и высота центра масс кузова над уровнем головок рельса h . Подготовительные расчеты выполнены с помощью «Программного комплекса для определения моментов инерции кузовов вагонов» и приведены в табл. 1 [13].

Таблица 1

Инерционные и геометрические характеристики вагонов при различных режимах загрузки

Table 1

Inertial and geometric characteristics of cars under various loading conditions

Параметры	Обозначение	Типы подвижного состава		
		полувагон модели 12–532	хоппер для угля 12–4034	платформа модели 13–401
База вагонов	$2L$, м	8,66	7,84	9,72
Масса вагонов	M_o , т	76,5 (13,3)*	88,34 (18,72)	63,6 (13,6)
Моменты инерции	I_x , т·м ²	75 (20)	160 (33,6)	22 (13,5)
	I_y , т·м ²	1 050 (300)	1 190 (300)	1 194 (240)
	I_z , т·м ²	1 100 (300)	1 245 (307)	1 223 (260)
Высота центра масс над УГР	h , м	1,843 (1,6)	2,7 (1,77)	2,1 (1,1)

* в скобках указаны величины параметров вагонов в порожнем режиме

Представленные в табл. 1 модели грузовых вагонов охватывают далеко не весь типоразмер эксплуатируемых на железной дороге кузовов. Выбор приведенных моделей вагонного парка нацелен на определение оптимальных параметров кузовов с точки зрения минимального динамического взаимодействия с путевой структурой, а не на сравнение специализированного подвижного состава между собой. Определение показателей динамических качеств подвижного состава выполнено в соответствии с нормативным документом [6], а показателей взаимодействия подвижного состава с рельсовой колеей – в соответствии с документом [5]. Уровни оценки и допустимые значения показателей динамических качеств грузового подвижного состава в соответствии с нормативной документацией [6] приведены в табл. 2.

Результаты

Теоретические исследования проведены при движении некоторых типов грузовых вагонов: полувагона модели 12–532, хоппера для перевозки угля модели 12–4034 и платформы модели 13–401 на типовых тележках 18–100 со скоростями в диапазоне от 50 до 90 км/ч по кривым с радиусами 350 и 600 м, с возвышениями наружного рельса 130 и 120 мм соответственно. Рельсы – Р65, шпалы – деревянные, балласт – щебеночный [2, 5, 6].

Основные изучаемые динамические показатели – максимальный коэффициент динамической добавки обрессоренных частей (коэффициент вертикальной динамики центральной ступени подвешивания), максимальное отношение рамной силы к статической осевой нагрузке (коэффициент горизонтальной динамики), коэффициент устойчивости колеса от

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

схода с рельсов, коэффициенты вертикальной и горизонтальной динамики пути по силам взаимодействия колес с рельсами, коэффициент устойчивости рельсошпальной решетки от угла (сдвига) от действия поперечных сил, боковой силы, действующей от пути на колесо,

кромочного напряжения в подошве рельса, фактора износа боковой грани бандажа колеса, направляющей силы, действующей со стороны пути на колесо, влияние колесной пары. Результаты расчетов исследуемых показателей приведены на рис. 5–8.

Таблица 2

Уровни оценки и допустимые значения показателей динамических качеств

Table 2

Assessment levels and admissible values of dynamic quality indicators

Показатель	Уровень оценки	Допустимые значения	
		порожний	груженный
Максимальный коэффициент динамической добавки обрессоренных частей (коэффициент вертикальной динамики центральной ступени подвешивания) $K_{дв}$	отлично	0,5	0,2
	хорошо	0,6	0,35
	удовлетворительно	0,7	0,4
	допустимый	0,75	0,65
Максимальное отношение рамной силы к статической осевой нагрузке (коэффициент горизонтальной динамики) $K_{дг}$	отлично	0,25	0,2
	хорошо	0,3	0,25
	удовлетворительно	0,38	0,3
	допустимый	0,4	0,38
Коэффициент устойчивости от схода колеса с рельсов $K_{ст}$	допустимый	1,3	

Как видно из рис. 5 (а, б), в целом коэффициенты вертикальной динамики центральной ступени подвешивания увеличиваются с повышением скорости движения. Так, во всем диапазоне исследуемых скоростей показатели $K_{дв}$ в обоих режимах загрузки не превышают допустимую нормативную величину как в кривой $R = 600$ м, так и в кривой $R = 350$ м. Оценка $K_{дв}$ в обеих кривых соответствует уровню «отлично» (табл. 2). Только порожний полувагон в кривой $R = 350$ м при скорости 60 км/ч (рис. 5, а) имеет значительно лучшую вертикальную динамику [6].

В кривой $R = 350$ м все три типа подвижного состава в загруженном режиме имеют практически одинаковые $K_{дв}$, зато в кривой $R = 600$ м лучшие показатели вертикальной динамики у полувагона и платформы (рис. 5, б), за исключением скорости в 70 км/ч в груженом режиме. Эти модели обладают меньшей массой

тары и более низкой высотой центра масс, чем у хоппера для перевозки угля модели 12–4034.

На рис. 5 (в, г) приведены максимальные отношения рамной силы к статической осевой нагрузке (коэффициенты горизонтальной динамики) $K_{дг}$. Из них видно, что с увеличением скорости движения и изменением режима загрузки коэффициенты горизонтальной динамики $K_{дг}$ увеличиваются и остаются в кривой $R = 600$ м и в кривой $R = 350$ м на уровне оценки «отлично» (табл. 2). Загруженный хоппер-вагон имеет лучшие коэффициенты горизонтальной динамики в обеих кривых [6].

Из полученных результатов можно сделать вывод, что меньшая масса тары и более низкая высота центра масс вагона в случае увеличения скорости движения улучшают показатели вертикальной динамики, однако горизонтальная динамика лучше у вагонов с большей массой тары и более высоким центром масс.

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

Коефіцієнти запаса устойчивости от схода колес с рельсов в кривой $R=350$ м (рис. 5, *д*) зависят от режима загрузки не так сильно, как в кривой $R=600$ м (рис. 5, *е*), и в обоих случаях превышают минимально допустимое значение, определенное нормативной документацией [6]. Из полученных результатов следует, что вагон-хоппер в случае увеличения скорости движения имеет большие показатели

коэффициентов $K_{ст}$, что можно объяснить повышенной массой тары вагона. В кривой $R=350$ м коэффициент запаса устойчивости от схода колес с рельсов для хопера модели 12–4034 при скорости 50 км/ч наибольший. Наименьшие показатели $K_{ст}$ имеет платформа, что объясняется большой базой вагона, которая ухудшает вписывания в кривые [6].

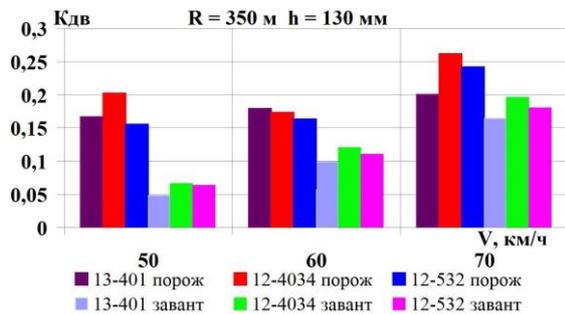
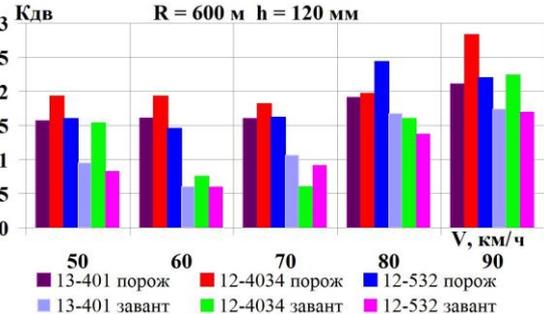
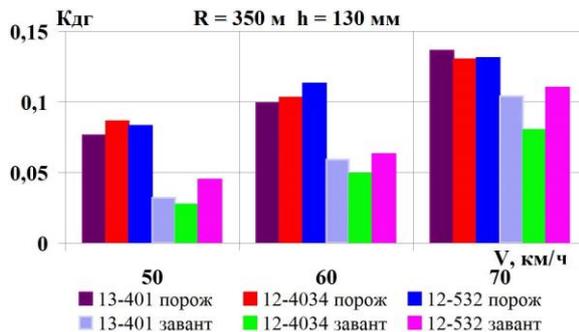
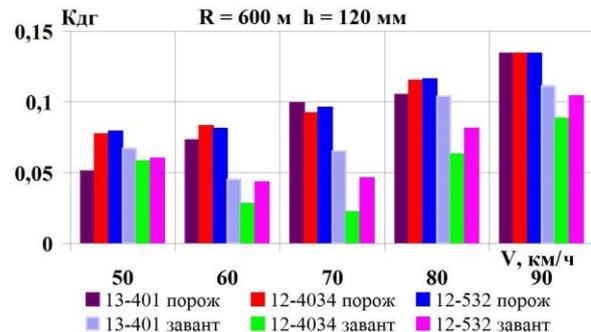
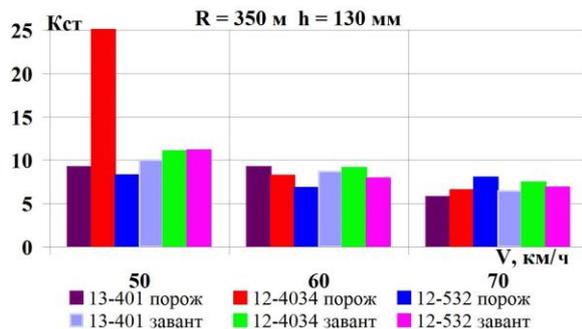
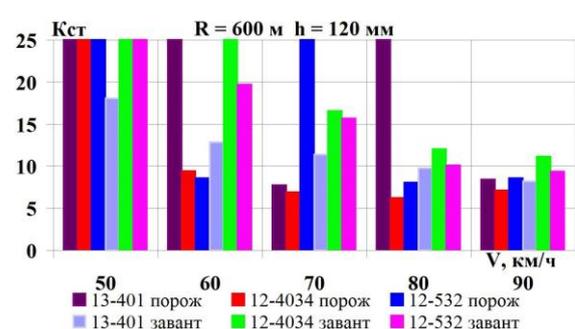
a – a*б – b**в – c**г – d**д – e**е – f*

Рис. 5. Графики зависимости от режима загрузки при движении по соответствующей кривой:

a, б – максимальные коэффициенты динамической добавки обрессоренных частей; *в, г* – максимальные отношения рамной силы к статической осевой нагрузке; *д, е* – коэффициенты устойчивости колеса от схода с рельсов

Fig. 5. Dependence graphs on the loading mode when moving along the corresponding curve:

a, b – maximum coefficients of dynamic additive of sprung parts;

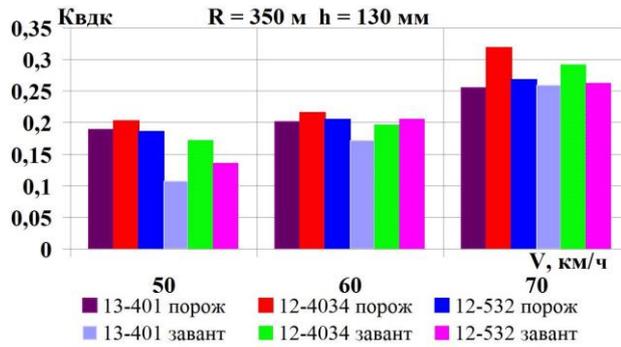
c, d – maximum ratios of frame force to static axial load; *e, f* – derailment stability coefficients

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

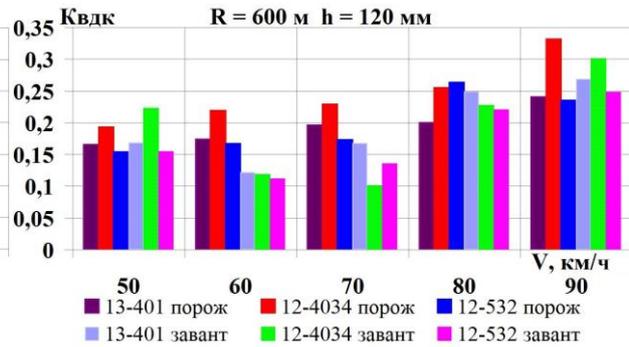
На рис. 6 приведені коефіцієнти вертикальної $K_{вдк}$ і горизонтальної динаміки $K_{гдк}$ пути по силам взаємодіяння колес з рельсами, а також коефіцієнт устойчивості рельсошпальної

решетки от угона (сдвига) при действии поперечных сил ε во время движения в соответствующих кривых участках пути.

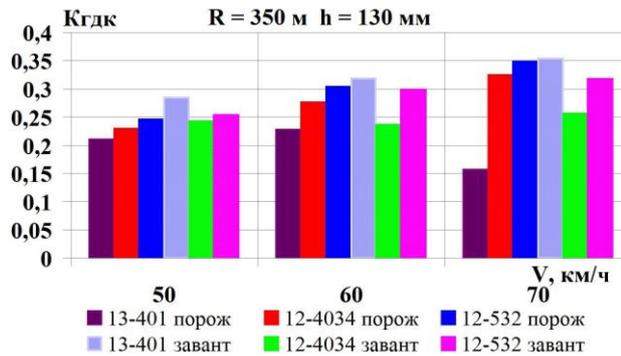
$a - a$



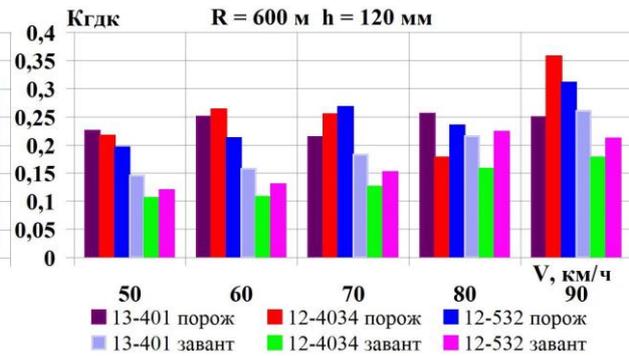
$\bar{b} - b$



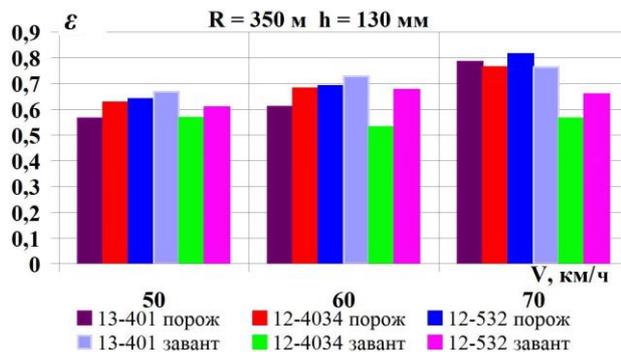
$\bar{c} - c$



$\bar{z} - d$



$\bar{\partial} - e$



$\bar{\varepsilon} - f$

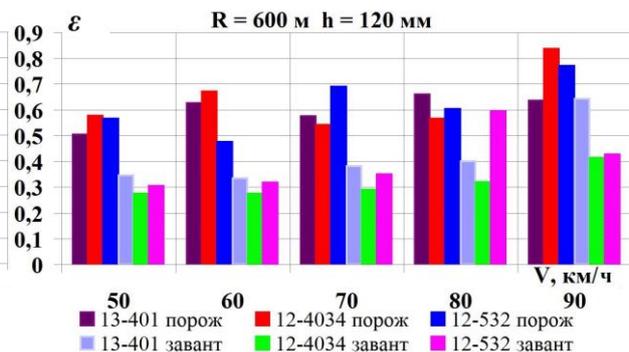


Рис. 6. Графики зависимости от режима загрузки при движении по соответствующей кривой:

- a, \bar{b} – коэффициенты вертикальной динамики пути по силам взаимодействия колес с рельсами;
- \bar{c}, \bar{z} – коэффициенты горизонтальной динамики пути по силам взаимодействия колес с рельсами;
- $\bar{\partial}, \bar{\varepsilon}$ – коэффициенты устойчивости рельсошпальной решетки от угона (сдвига)

Fig. 6. Dependence graphs on the loading mode when moving along the corresponding curve:

- a, \bar{b} – vertical dynamics coefficients of track according to the interaction forces of wheels and rails;
- \bar{c}, \bar{z} – horizontal dynamics coefficients of track according to the interaction forces of wheels and rails;
- $\bar{\partial}, \bar{\varepsilon}$ – stability coefficients of track panel against creeping (displacement)

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

Допустимое значение коэффициента вертикальной динамики пути $K_{\text{вдк}}$ рассчитывают в соответствии с допустимой динамической погонной нагрузкой на железнодорожный путь от группы осей тележки 168 кН/м, для всех типов исследуемого подвижного состава оно составляет $[K_{\text{вдк}}] = 0,45$. Коэффициент вертикальной динамики пути $K_{\text{вдк}}$ (рис. 6, а, б) не превышает допустимого нормативного значения в кривых радиусом как 350, так и 600 м [5].

В кривой $R = 350$ м все три типа подвижного состава как в порожнем, так и в загруженном режиме имеют практически одинаковые $K_{\text{вдк}}$, зато в кривой $R = 600$ м лучшие показатели вертикальной динамики у полувагона и платформы (рис. 7, б), за исключением скорости в 70 км/ч в загруженном режиме. Как и в случае с вертикальной динамикой подвижного состава, лучшими коэффициентами вертикальной динамики пути обладают модели с меньшей массой тары и более низкой высотой центра масс.

Коэффициент горизонтальной динамики пути $K_{\text{гдк}}$, рис. 6 (в, г), который считается критерием безопасности от угона (сдвига) рельсошпальной решетки, не превышает допустимого значения $[K_{\text{гдк}}] = 0,4$ в кривых радиусом 350 и 600 м [5].

Анализ полученных результатов для коэффициента горизонтальной динамики пути $K_{\text{гдк}}$ показывает, что горизонтальная динамика по силам взаимодействия колес с рельсами лучше у вагонов с большей массой тары и более высоким центром масс.

На рис. 6 (д, е) приведены коэффициенты устойчивости рельсошпальной решетки от угона (сдвига) ε . Допустимое значение коэффициента устойчивости рельсошпальной решетки от действия поперечных сил составляет $[\varepsilon] = 0,85$. По результатам расчета значение коэффициента устойчивости рельсошпальной решетки от действия поперечных сил ε в пути со щебеночным балластом составило меньше допустимой величины. Однако порожний хоппер-вагон в кривой $R = 600$ м при скорости движения

в 90 км/ч будет оказывать на рельсошпальную решетку воздействие, близкое к допустимому нормативной документацией значению [2, 5].

На коэффициент устойчивости рельсошпальной решетки от угона (сдвига) ε в порожнем режиме намного большее влияние оказывает вес единицы подвижного состава, чем высота его центра масс. В загруженном состоянии худшие показатели у платформы с большей величиной базы вагона.

На рис. 7 показано влияние скорости на показатели взаимодействия с колеей подвижного состава в кривых $R = 350$ и $R = 600$ м соответственно – боковой силы, действующей со стороны пути на колесо, кромочных напряжений в подошве рельса, фактора износа боковой грани бандажа колеса.

Боковые силы, действующие со стороны пути на колесо (горизонтальные силы) Y_6 (рис. 7, а, б), для обеспечения условия устойчивости против напоззания гребней колес на рельсы не превышают допустимое значение $[Y_6] = 90$ кН [5]. В порожнем режиме боковые силы Y_6 имеют большие значения у вагонохоппера в обеих кривых. В загруженном режиме все исследуемые типы подвижного состава имеют практически одинаковые значения горизонтальных сил, действующих со стороны пути на колесо, за исключением скорости 80 км/ч в кривой $R = 600$ м для полувагона.

В качестве критерия для установления допустимых скоростей используют максимальные напряжения, возникающие в кромках подошвы рельса. Кромочные напряжения в подошве рельса σ_r не должны превышать 200 МПа. По результатам вычислений, кромочные напряжения (рис. 7, в, г) возрастают при повышении скорости движения и не превышают допустимых значений для обоих режимов загрузки в кривых радиусом 350 и 600 м. Наибольшие кромочные напряжения возникают при движении вагонохоппера как порожнего, так и загруженного. Однако полученные результаты не превышают допустимых значений для обоих типов рельсов – до пропуска и после пропуска нормативного тоннажа для колеи с нетермообработанными рельсами Р65 [2, 5].

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

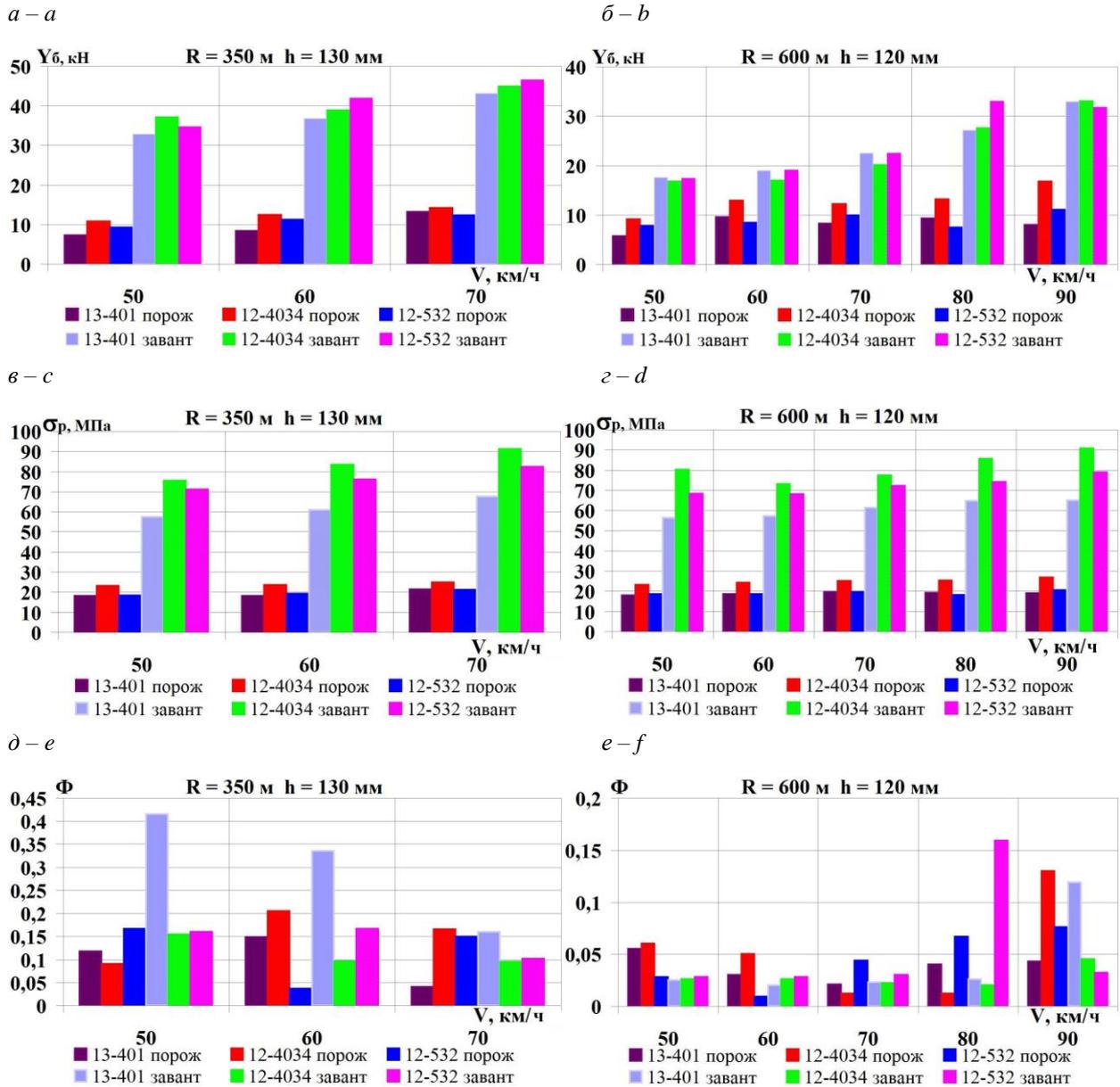


Рис. 7. Графики зависимости от режима загрузки при движении по соответствующей кривой:

a, b – боковые силы, действующее со стороны пути на колесо;*в, г* – кромочные напряжения в подошве рельса;*д, е* – фактор износа боковой грани бандажа колеса

Fig. 7. Dependence graphs on the loading mode when moving along the corresponding curve:

a, b – lateral forces acting from the side of the track on the wheel;*c, d* – edge stresses in the rail base;*e, f* – wear factor of the side edge of the wheel rim

Фактор износа Φ (рис. 7, *д, е*) – условный показатель, отражающий физические явления, происходящие при скольжении гребня колеса по боковой грани рельса. Этот показатель удобен для сравнения подвижного состава при

оценке интенсивности износов колес и рельсов в случае движения их в кривых различных радиусов. Износ гребня бандажа и рельсов влияет на безопасность движения в кривой, поскольку меняются очертания профилей колеса и рельса.

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

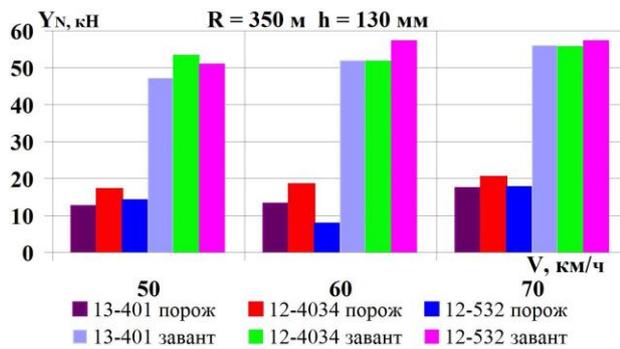
Кроме того, сильное трение гребня колеса о боковую поверхность головки рельса повышает сопротивление движению поезда [25].

В кривой $R = 350$ м при скорости движения 50–60 км/ч значительно возрастает фактор износа боковой грани бандажа колеса нагруженного вагона-платформы. При скорости 80 км/ч фактор износа боковой грани бандажа колеса Φ значительно возрастает для полувагона в кривой $R = 600$ м. В свою очередь, имеет место существенное увеличение Φ при скорости

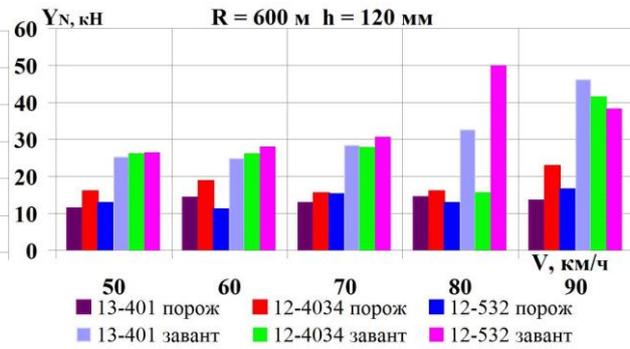
90 км/ч в кривой $R = 600$ м для порожнего хоппера и нагруженной платформы.

Фактор износа боковой грани бандажа колеса Φ определяют как характеристику, равную произведению направляющей силы Y_N на угол влияния (набегания) $\psi_{\text{кп}}$ колеса на рельс. Рассмотрим вклад каждого из этих параметров на величину фактора износа. На рис. 8 (а, б) показано влияние скорости в кривых $R = 350$ и $R = 600$ м на направляющие силы, действующие со стороны пути на колесо.

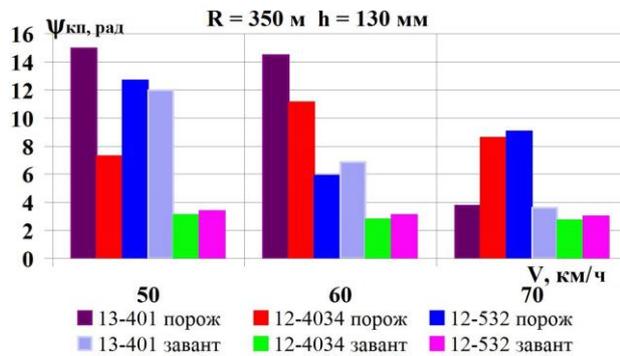
а – а



б – б



в – в



г – г

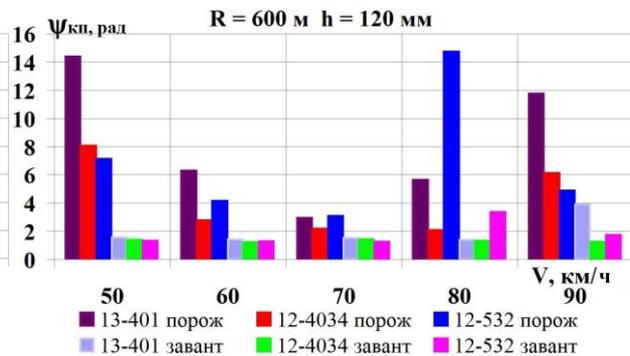


Рис. 8. Графики зависимости от режима загрузки при движении по соответствующей кривой:

а, б – направляющие силы, действующей со стороны пути на колесо; в, г – влияния колесной пары

Fig. 8. Dependence graphs on the loading mode when moving along the corresponding curve:

а, б – guiding forces acting from the side of the track on the wheel; в, г – wheelset hunting

Направляющие силы, действующие со стороны пути на колесо, Y_N с повышением скорости движения значительно возрастают в кривой $R = 350$ м и имеют в среднем одинаковые значения для всех типов подвижного состава. Значения Y_N в кривой $R = 600$ м при скорости 80–90 км/ч значительно изменяются для всех типов изучаемого подвижного состава. Зависи-

мости на рис. 8, б позволяют сделать вывод о том, что в кривых среднего радиуса инерционные параметры кузовов грузового подвижного состава оказывают существенное влияние на величину направляющих сил.

На рис. 8 (в, г) приведено влияние колесной пары $\psi_{\text{кп}}$. Результаты расчетов показывают, что в кривых $R = 350$ и $R = 600$ м в порожнем

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

режиме при скоростях 50–60 км/ч найбільший угол виліяння колесної пари $\psi_{\text{кп}}$ має вагон-платформа. В грузеному режимі в кривих малого радіуса (рис. 8, а) на устійність колесної пари оказує вплив база вагона, так як по результатам моделювання полувагон і вагон-хоппер мають менші і практично однакові значення $\psi_{\text{кп}}$.

В кривих $R = 600$ м (рис. 8, г) в порожньому режимі менші значення виліяння колесної пари у хоппер-вагона, а найбільші величини $\psi_{\text{кп}}$ при швидкості руху 50 і 90 км/ч у вагона-платформи. При швидкості 80 км/ч в кривих середнього радіуса значення $\psi_{\text{кп}}$ зростають також для порожнього полувагона і значно відрізняються від іншого діапазону досліджуваних швидкостей. Для полувагонів на тележках моделі 18–100 швидкість 80 км/ч вважається критичною і пов'язана з втратою устійності руху, коли динамічні поперечні коливання виліяння частин вагона перестають затухати, набуваючи устійний характер (автоколивання) [8]. Набегальна колесна пара полувагона в обох режимах завантаження має найбільші значення виліяння, за винятком швидкості 90 км/ч для грузеної платформи. Найменші значення кутів набегання колесної пари на рейс по результатам моделювання у грузеного хоппер-вагона. Це дає можливість висунути припущення, що колесні пари тележок моделі 18–100 будуть мати найменші $\psi_{\text{кп}}$ у вагонів з підвищеною масою тару і базою вагона, як у хоппера для перевезення вугля моделі 12–4034 (табл. 1).

Безумовно, розглянутого типорозміру грузового подвижного складу недостатньо для повноцінної статистики, однак виконане теоретичне моделювання і отримані результати розрахунків демонструють цілісність подальших досліджень в цьому напрямку.

Научна новизна і практична значимість

Научна новизна роботи заключається в дослідженні впливу інерційних характеристик кузовів різних типів грузового подвижного складу на їх динамічну нагру-

женність і показники взаємодії з колесами подвижного складу, з метою розв'язання задачі прогнозування динаміки грузових вагонів, і включає результати теоретичних досліджень з урахуванням швидкості руху по криволинійним ділянкам залізничного шляху малого і середнього радіуса.

Практичне значення теоретичних досліджень впливу деяких типів грузового подвижного складу, при різних режимах завантаження, на динамічне взаємодія з шляховою структурою заключається в тому, що отримані результати розрахунків:

- дозволяють визначити оптимальні значення таких параметрів, як тара, висота центра мас і довжина бази вагона, при розв'язанні питань модернізації експлуатуваного парку вагонів і визначенні резервів підвищення їх грузопідйомності;
- дають можливість розв'язувати задачі пошуку оптимальних напрямків модернізації рейсового екіпажу;
- сприяють створенню технічних умов на виготовлення нових і модернізацію експлуатуваних грузових вагонів;
- спрямовані на підвищення рівня надійності і безпеки процесу перевезення в сучасних умовах на залізничному транспорті.

Висновки

В статті представлено аналіз основних динамічних показників і показників взаємодії подвижного складу з рейсами на прикладі деяких типів грузових вагонів. На основі виконаного теоретичного дослідження можливо зробити наступні висновки:

- в усьому діапазоні швидкостей показники $K'_{\text{дв}}$ і $K_{\text{дг}}$ в обох режимах завантаження збільшуються і не перевищують допустимі норми як в кривій $R = 600$, так і в кривій $R = 350$ м. Полувагон в кривій $R = 350$ м при швидкості 60 км/ч має значно кращу вертикальну динаміку, а завантажений хоппер-вагон має кращі коефіцієнти горизонтальної динаміки в кривих обох досліджуваних радіусів;
- коефіцієнти запасу устійності від сходження колес з рейсів в кривій $R = 350$ м мало

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

зависят от режима загрузки, в отличие от кривой $R=600$ м, но в обоих случаях не превышают минимально допустимое значение, определенное нормами. Загруженный вагон-хоппер в случае увеличения скорости движения имеет большие показатели коэффициентов $K_{ст}$, что можно объяснить повышенной массой тары вагона. В кривой $R=350$ м коэффициент запаса устойчивости от схода колес с рельсов для хоппера при скорости 50 км/ч наибольший. Наименьшие показатели $K_{ст}$ имеет платформа, что объясняется большой базой вагона, которая ухудшает вписывания в кривые;

– коэффициенты вертикальной $K_{вдк}$ и горизонтальной $K_{гдк}$ динамики пути не превышают допустимого значения в кривых радиусом 350 и 600 м. Наименьшие значения коэффициента устойчивости рельсошпальной решетки ε в пути с щебеночным балластом у загруженного вагона-платформы;

– боковые силы Y_6 растут линейно и не имеют превышений, а значение Y_6 для полувагона в обеих кривых в среднем больше соответствующих значений платформы и хоппера;

– кромочные напряжения σ_r возрастают при повышении скорости движения и не превышают допустимых значений для обоих режимов загрузки в кривых радиусом 350 и 600 м. Наибольшие кромочные напряжения

возникают при движении вагона-хоппера как порожнего, так и загруженного;

– в кривой $R=350$ м при скорости движения 50–60 км/ч значительно возрастает фактор износа боковой грани бандажа колеса загруженного вагона-платформы. При скорости 80 км/ч фактор износа боковой грани бандажа колеса Φ значительно возрастает для полувагона в кривой $R=600$ м. В свою очередь имеет место существенное увеличение Φ при скорости 90 км/ч в кривой $R=600$ м для порожнего хоппера и загруженной платформы;

– направляющие силы Y_N , действующие со стороны пути на колесо, с повышением скорости движения значительно возрастают в кривой $R=350$ м и имеют в среднем одинаковые значения для всех типов подвижного состава. Значения Y_N в кривой $R=600$ м при скорости 80–90 км/ч значительно изменяются для всех типов изучаемого подвижного состава;

– на кривых $R=350$ и $R=600$ м в порожнем режиме при скоростях до 90 км/ч наибольшие углы виляния колесной пары $\psi_{кп}$ имеет вагон-платформа. При скорости 80 км/ч в кривых среднего радиуса 600 м значения $\psi_{кп}$ растут для полувагона и значительно отличаются от другого диапазона исследуемых скоростей.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Блохин Е. П., Манашкин Л. А. Динамика поезда (нестационарные продольные колебания). Москва : Транспорт, 1982. 222 с.
2. Даніленко Е. І. Залізнична колія : підруч. для вищ. навч. закл. Київ : Інпрес, 2010. Т. 2. 456 с.
3. Данович В. Д. *Пространственные колебания вагонов на инерционном основании* : дис. д-ра техн. наук. Днепропетр. ин-т инж. ж.-д. трансп. Днепропетровск, 1981. 465 с.
4. Данович В. Д., Малышева А. А. Математическая модель пространственных колебаний сцепы пяти вагонов, движущихся по прямолинейному участку пути. *Транспорт. Нагруженность и прочность подвижного состава* : сб. науч. тр. Днепропетр. гос. техн. ун-т ж.-д. трансп., 1998. С. 62–69.
5. *ДСТУ 7571:2014. Рухомий склад залізниць. Норми допустимого впливу на залізничну колію 1520 мм.* [Чинний від 2014-02-12]. Київ : УкрНДНЦ, 2014. 33 с.
6. *ДСТУ ГОСТ 33211:2017. Вагони вантажні. Вимоги до міцності та динамічних якостей (ГОСТ 33211-2014).* [Чинний від 2017-07-01]. Київ : УкрНДНЦ, 2017. 58 с.
7. Козаченко Д. Н., Папахов А. Ю., Германюк Ю. Н. Развитие методов организации вагонопотоков в Российской Империи и СССР. *Наука та прогрес транспорту*, 2020, № 3 (87). С. 37–61. DOI: <https://doi.org/10.15802/stp2020/208934>
8. Лазарян В. А., Длугач Л. А., Коротенко М. Л. Устойчивость движения рельсовых экипажей. Киев : Наукова думка, 1972. 197 с.

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

9. Литвин В. А., Мямлин С. В., Малышева А. А., Недужая Л. А. Динамические показатели некоторых типов вагонов. *Механика транспорта : вес поезда, скорость, безопасность движения* : сб. науч. тр. Днепропетр. гос. техн. ун-т ж.-д. трансп. Днепропетровск, 1994. С. 95–104.
10. Лысюк В. С. *Причины и механизмы схода колеса с рельса. Проблема износа колес и рельсов* : 2-е изд., перераб. и доп. Москва : Транспорт, 2002. 215 с.
11. Третьяков А. В. *Управление индивидуальным ресурсом вагонов в эксплуатации* : монография. Санкт-Петербург : ОМ-Пресс, 2004. 348 с.
12. Швець А. О. Особливості визначення моментів інерції кузовів вантажних вагонів. *Вісник сертифікації залізничного транспорту*. 2018. № 5 (51). С. 20–34.
13. Швець А. О. Динаміка піввагонів від дії поздовжніх сил. *Наука та прогрес транспорту*. 2019. № 6 (84). С. 142–155. DOI: <https://doi.org/10.15802/stp2019/195821>
14. Aceituno J. F., Wang P., Wang L., Shabana A. A. Influence of rail flexibility in a wheel/rail wear prediction model. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F : Journal of Rail and Rapid Transit*, 2017. Vol. 231. Iss 1. P. 57–74. DOI: <https://doi.org/10.1177/0954409715618426>
15. Blokhin E. P., Pshinko O. M., Danovich V. D., Korotenko M. L. Effect of the state of car running gears and railway track on wheel and rail wear. *Proceedings of the 4th International Conference on Railway Bogies and Running Gears* (Budapest, 21-23 sept. 1998). Technical University of Budapest. Budapest, 1998. P. 313–323.
16. Cao T. N. T., Reddy J. N., Ang K. K., Luong V. H., Tran M. T., Dai J. Dynamic analysis of three-dimensional high-speed train-track model using moving element method. *Advances in Structural Engineering*. 2018. Vol. 21. Iss. 6. P. 862–876. DOI: <https://doi.org/10.1177/1369433217733763>
17. Gong C., Iwnicki S., Bezin Y. The effect of railway vehicle dynamics on the lateral alignment of track. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F : Journal of Rail and Rapid Transit*. 2016. Vol. 230. Iss. 1. P. 258–270. DOI: <https://doi.org/10.1177/0954409714536548>
18. Ingvardson J. B., Nielsen O. A. Effects of new bus and rail rapid transit systems – an international review. *Transport Reviews*. 2018. Vol. 38. Iss. 1. P. 96–116. DOI: <https://doi.org/10.1080/01441647.2017.1301594>
19. Ishiguri K., Kazato A., Miyahara K., Niiyama M., Sasaki K. Improvement of the lateral ride comfort on railway vehicles by application of pneumatic actuators for centering. *Quarterly Report of RTRI (Railway Technical Research Institute)*. 2017. Vol. 58. Iss. 1. P. 14–20. DOI: https://doi.org/10.2219/rtriqr.58.1_14
20. Johnsson C., De Ceunynck T. In search of surrogate safety indicators for vulnerable road users: a review of surrogate safety indicators. *Transport Reviews*. 2018. Vol. 38. Iss. 6. P. 765–785. DOI: <https://doi.org/10.1080/01441647.2018.1442888>
21. Kurhan M. B., Kurhan D. M. Providing the Railway Transit Traffic Ukraine–European Union. *Pollack Periodica*. 2019. Vol. 14. Iss. 2. P. 27–38. DOI: <https://doi.org/10.1556/606.2019.14.2.3>
22. McKinnon A. C. Freight Transport Deceleration: Its Possible Contribution to the Decarbonisation of Logistics. *Transport Reviews*. 2016. Vol. 36. Iss. 4. P. 418–436. DOI: <https://doi.org/10.1080/01441647.2015.1137992>
23. Razinkin N. E., Voronova N. I., Podlesnikov Y. D., Danilov S. N. The influence of additional discharge of the brake line on the longitudinal dynamics of the train during braking. *Journal of Mechanical Engineering Research and Developments*. 2019. Vol. 42. Iss. 3. P. 6–9. DOI: <https://doi.org/10.26480/jmrd.03.2019.06.09>
24. Shatunov O. V., Shvets A. O. Study of dynamic indicators of flat wagon with load centre shift. *Наука та прогрес транспорту*. 2019. № 2 (80). P. 127–143. DOI: <https://doi.org/10.15802/stp2019/165160>
25. Shvets A. O., Bolotov O. O. Influence of loads from the axis of a gondola car on its dynamic indicators and railroad tracks. *Наука та прогрес транспорту*. 2019. № 1 (79). P. 151–166. DOI: <https://doi.org/10.15802/stp2019/158127>
26. Uyulan Ç., Gokasan M., Bogosyan S. Stability and bifurcation analysis of the non-linear railway bogie dynamics. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C : Journal of Mechanical Engineering Science*. 2018. Vol. 232. Iss. 16. P. 2787–2802. DOI: <https://doi.org/10.1177/0954406217727304>
27. Xing L. L., Wang Y. M., Dong X. Q. Effect of the Wheel/Rail contact geometry on the stability of railway vehicle. *IOP Conference Series : Materials Science and Engineering*. 2018. Vol. 392. Iss. 6. P. 1–11. DOI: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/392/6/062134>
28. Zakeri J. A., Mosayebi S. A., Esmaeili M. Numerical and field investigations of track dynamic behavior caused by light and heavy railway vehicles. *Journal of Theoretical and Applied Mechanics (Poland)*. 2016. Vol. 54. Iss. 3. P. 871–879. DOI: <https://doi.org/10.15632/jtam-pl.54.3.871>
29. Zhu T., Yang B., Yang C., Xiao S., Yang G., Yang B. The mechanism for the coupler and draft gear and its influence on safety during a train collision. *Vehicle System Dynamics*. 2018. Vol. 56. Iss. 9. P. 1375–1393. DOI: <https://doi.org/10.1080/00423114.2017.1413198>

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

А. О. ШВЕЦЬ^{1*}

^{1*}Каф. «Теоретична та будівельна механіка», Дніпровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна, вул. Лазаряна, 2, Дніпро, Україна, 49010, тел. +38 (050) 214 14 19, ел. пошта angela_Shvets@ua.fm, ORCID 0000-0002-8469-3902

ДИНАМІКА ВЗАЄМОДІЇ ДЕЯКИХ ТИПІВ ВАНТАЖНИХ ВАГОНІВ З ЗАЛІЗНИЧНОЮ КОЛІЄЮ

Мета. Невід’ємною і суттєвою особливістю сучасного вагонного парку є його масовість. Для всього парку рухомого складу навіть найнезначніші конструкційні зміни набувають величезних масштабів. Основною метою роботи є теоретичне дослідження впливу інерційних характеристик кузовів різних типів вантажного рухомого складу, з урахуванням режиму завантаження і швидкості руху, на їх основні динамічні показники та показники взаємодії з колійною структурою. **Методика.** Теоретичні дослідження проведено методом математичного та комп’ютерного моделювання динамічної навантаженості під час руху деяких типів вантажних вагонів: піввагонів моделі 12–532, вагонів-хоперів для перевезення вугілля моделі 12–4034 і платформ моделі 13–401 на типових візках 18–100 зі швидкостями в діапазоні від 50 до 90 км/год по кривих малого й середнього радіуса. **Результати.** Представлено аналіз теоретичних досліджень динамічних якостей і показників взаємодії із залізничною колією вантажного рухомого складу. У ході виконання теоретичних досліджень і після моделювання з урахуванням процесів коливання вантажних вагонів за різних режимів завантаження отримано залежності основних динамічних показників від швидкості руху. **Наукова новизна.** Уперше досліджено вплив інерційних характеристик кузовів різних типів вантажного рухомого складу та режимів завантаження на динамічну завантаженість вагона з метою вирішення завдання прогнозування динаміки рухомого складу і показників його взаємодії з колією. Отримано результати теоретичних досліджень з урахуванням швидкості руху по кривих ділянках колії малого й середнього радіуса. **Практична значимість.** Представлені результати розрахунків: дозволяють визначити оптимальні значення таких параметрів, як тара, висота центра мас і довжина бази вагона, під час вирішення питань модернізації експлуатованого парку вагонів та визначення резервів підвищення їх вантажопідйомності; дають можливість вирішувати завдання пошуку оптимальних напрямів модернізації рейкового екіпажу; сприяють створенню технічних умов на виготовлення нових і модернізацію експлуатованих вантажних вагонів; спрямовані на підвищення рівня надійності та безпеки процесу перевезень у сучасних умовах на залізничному транспорті.

Ключові слова: вантаж; вагон-платформа; вагон-хопер; піввагон; динамічні показники; криволінійні ділянки колії; показники взаємодії рухомого складу з колією; швидкість руху

А. О. SHVETS^{1*}

^{1*}Dep. «Theoretical and Structural Mechanics», Dnipro National University of Railway Transport named after Academician V. Lazaryan, Lazaryana St., 2, Dnipro, Ukraine, 49010, tel. +38 (050) 214 14 19, e-mail angela_Shvets@ua.fm, ORCID 0000-0002-8469-3902

INTERACTION DYNAMICS OF SOME TYPES OF FREIGHT CARS WITH A RAILWAY TRACK

Purpose. An integral and essential feature of the modern wagon fleet is its large scale. For the entire fleet of rolling stock, even the smallest structural changes take on enormous proportions. The aim of the work is a theoretical study of the influence of the inertial characteristics of bodies of various types of freight rolling stock, taking into account the loading mode and the movement speed, on their main dynamic and interaction indicators with the track structure. **Methodology.** Theoretical studies were carried out by the method of mathematical and computer modeling of the dynamic load during the movement of some types of freight cars: gondola cars model 12-532, hopper cars for transporting coal model 12-4034 and flat wagons model 13-401 on standard bogies 18-100 at speeds in the range from 50 to 90 km/h on curves of small and medium radii. **Findings.** The analysis of theoretical studies of the dynamic qualities and interaction indicators of freight rolling stock and the railway track is presented. In the course of

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

theoretical studies and after modeling taking into account the oscillation processes of freight cars at different loading modes the dependences of the main dynamic indicators on the movement speed were obtained. **Originality.** The influence of inertial characteristics of bodies of various types of freight rolling stock and loading modes on the dynamic load of a car was first explored in order to solve the problem of predicting the rolling stock dynamics and indicators of its interaction with the track. The results of theoretical studies taking into account the movement speed along curved track sections of small and medium radius were obtained. **Practical value.** The presented calculation results make it possible to determine the optimal values of such parameters as dead weight, height of the mass center and car base length when solving the problems of modernizing the operated car fleet and determining the reserves for increasing their carrying capacity. They make it possible to solve the problems of finding the optimal directions for modernizing the rail vehicle; contribute to the creation of technical conditions for the manufacture of new and modernization of the operated freight cars and are aimed at increasing the level of reliability and safety of the transportation process in modern conditions on the railway transport.

Keywords: cargo; flat wagon; hopper car; gondola car; dynamic indicators; curved track sections; track and rolling stock interaction indicators; movement speed

REFERENCES

1. Blokhin, Ye. P., & Manashkin, L. A. (1982). *Dinamika poezda (nestatsionarnye prodolnye kolebaniya)*. Moscow: Transport. (in Russian)
2. Danilenko, E. I. (2010). *Zaliznychna koliia: pidruchnyk dlia vyshchykh navchalnykh zakladiv*. (Vol. 2). Kyiv: Inpres. (in Ukrainian)
3. Danovich, V. D. (1982). *Spatial Cars Oscillations in Inertia Track*. (Dysertatsiia doktora tekhnichnykh nauk). Dnepropetrovsk Institute of Railway Transport Engineering, Dnepropetrovsk. (in Russian)
4. Danovich, V. D., & Malysheva, A. A. (1998). Mathematical Model of Spatial Oscillations of the Coupling of Five Cars Moving Along a Rectilinear Section of the Track. *Transport. Stress loading and durability of a rolling stock*, 62-69. Dnepropetrovsk. (in Russian)
5. *Rukhomyj sklad zaliznycj. Normy dopustymogho vplyvu na zaliznychnu koliju 1520 mm*. 33 DSTU 7571:2014 (2014). (in Ukrainian)
6. *Vahony vantazhni. Vymohy do mitsnosti ta dynamichnykh yakosti*, 58 DSTU 33211:2017 (2017) (in Ukrainian)
7. Kozachenko, D. M., Papakhov, O. Y., & Hermaniuk, Y. N. (2020). Development of car traffic volumes organization methods in the Russian Empire and in the USSR. *Science and Transport Progress*, 3(87), 37-61. DOI: <https://doi.org/10.15802/stp2020/208934> (in Russian)
8. Lazaryan, V. A., Dlugach, L. A., & Korotenko, M. L. (1972). *Ustoychivost dvizheniya relsovykh ekipazhey*. Kiev: Naukova dumka. (in Russian)
9. Litvin, V., Myamlin, S., Malysheva, A., & Neduzhaja, L. (1994). Dinamicheskie pokazateli nekotorykh tipov vagonov. *Mechanics of transport: train weight, speed, safety of movement*. Interuniversity collect. of sc. papers. Dnepropetrovsk, DIIT, 95-104. (in Russian)
10. Lysyuk, V. S. (2002). *Prichiny i mekhanizmy skhoda koleasa s relsa. Problema iznosa koleas i relsov*. Moscow: Transport. (in Russian)
11. Tretyakov, A. V. (2004). *Upravlenie individualnym resursom vagonov v ekspluatatsii: monografiya*. St. Petersburg: OM-Press. (in Russian)
12. Shvets, A. O. (2018). Specifics of determining the moments of inertia a freight wagons bodies. *Bulletin of Certification of Railway Transport*, 5(51), 20-34. (in Ukrainian)
13. Shvets, A. O. (2019). Gondola cars dynamics from the action of longitudinal forces. *Science and Transport Progress*, 6(84), 142-155. DOI: <https://doi.org/10.15802/stp2019/195821> (in Ukrainian)
14. Aceituno, J. F., Wang, P., Wang, L., & Shabana, A. A. (2017). Influence of rail flexibility in a wheel/rail wear prediction model. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, 231(1), 57-74. DOI: <https://doi.org/10.1177/0954409715618426> (in English)
15. Blokhin, E. P., Pshinko, O. M., Danovich, V. D., & Korotenko, M. L. (1998). Effect of the state of car running gears and railway track on wheel and rail wear. *Proceedings of the 4th International Conference on Railway Bogies and Running Gears* (pp. 313-323), Technical University of Budapest. Budapest. (in English)

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

16. Cao, T. N. T., Reddy, J. N., Ang, K. K., Luong, V. H., Tran, M. T., & Dai, J. (2018). Dynamic analysis of three-dimensional high-speed train-track model using moving element method. *Advances in Structural Engineering*, 21(6), 862-876. DOI: <https://doi.org/10.1177/1369433217733763> (in English)
17. Gong, C., Iwnicki, S., & Bezin, Y. (2016). The effect of railway vehicle dynamics on the lateral alignment of track. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, 230(1), 258-270. DOI: <https://doi.org/10.1177/0954409714536548> (in English)
18. Ingvardson, J. B., & Nielsen, O. A. (2018). Effects of new bus and rail rapid transit systems-an international review. *Transport Reviews*, 38(1), 96-116. DOI: <https://doi.org/10.1080/01441647.2017.1301594> (in English)
19. Ishiguri, K., Kazato, A., Miyahara, K., Niiyama, M., & Sasaki, K. (2017). Improvement of the lateral ride comfort on railway vehicles by application of pneumatic actuators for centering. *Quarterly Report of RTRI (Railway Technical Research Institute)*, 58(1), 14-20. DOI: https://doi.org/10.2219/trtriqr.58.1_14 (in English)
20. Johnsson, C., Laureshyn, A., & De Ceunynck, T. (2018). In search of surrogate safety indicators for vulnerable road users: a review of surrogate safety indicators. *Transport Reviews*, 38(6), 765-785. DOI: <https://doi.org/10.1080/01441647.2018.1442888> (in English)
21. Kurhan, M., & Kurhan, D. (2019). Providing the railway transit traffic Ukraine-European Union. *Pollack Periodica*, 14(2), 27-38. DOI: <https://doi.org/10.1556/606.2019.14.2.3> (in English)
22. McKinnon, A. C. (2016). Freight Transport Deceleration: Its Possible Contribution to the Decarbonisation of Logistics. *Transport Reviews*, 36(4), 418-436. DOI: <https://doi.org/10.1080/01441647.2015.1137992> (in English)
23. Razinkin, N. E., Voronova, N. I., Podlesnikov, Y. D., & Danilov, S. N. (2019). The influence of additional discharge of the brake line on the longitudinal dynamics of the train during braking. *Journal of Mechanical Engineering Research and Developments*, 42(3), 6-9. DOI: <https://doi.org/10.26480/jmerd.03.2019.06.09> (in English)
24. Shatunov, O. V., & Shvets, A. O. (2019). Study of dynamic indicators of flat wagon with load centre shift. *Science and Transport Progress*, 2(80), 127-143. DOI: <https://doi.org/10.15802/stp2019/165160> (in English)
25. Shvets, A. O., & Bolotov, O. O. (2019). Influence of loads from the axis of a gondola car on its dynamic indicators and railroad tracks. *Science and Transport Progress*, 1(79), 151-166. DOI: <https://doi.org/10.15802/stp2019/158127> (in English)
26. Uyulan, Ç., Gokasan, M., & Bogosyan, S. (2018). Stability and bifurcation analysis of the non-linear railway bogie dynamics. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 232(16), 2787-2802. DOI: <https://doi.org/https://doi.org/10.1177/0954406217727304> (in English)
27. Xing, L. L., Wang, Y. M., & Dong, X. Q. (2018). Effect of the Wheel/Rail contact geometry on the stability of railway vehicle. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 392(6), 1-11. DOI: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/392/6/062134> (in English)
28. Zakeri, J. A., Mosayebi, S. A., & Esmaeili, M. (2016). Numerical and field investigations of track dynamic behavior caused by light and heavy railway vehicles. *Journal of Theoretical and Applied Mechanics (Poland)*, 54(3), 871-879. DOI: <https://doi.org/10.15632/jtam-pl.54.3.871> (in English)
29. Zhu, T., Yang, B., Yang, C., Xiao, S., Yang, G., & Yang, B. (2018). The mechanism for the coupler and draft gear and its influence on safety during a train collision. *Vehicle System Dynamics*, 56(9), 1375-1393. DOI: <https://doi.org/10.1080/00423114.2017.1413198> (in English)

Надійшла до редколегії: 01.06.2020

Прийнята до друку: 02.10.2020