

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

**УДК 629.4.017:625.1.032.84**А. А. ШВЕЦ<sup>1\*</sup>, К. И. ЖЕЛЕЗНОВ<sup>2\*</sup>, А. С. АКУЛОВ<sup>3\*</sup>, А. Н. ЗАБОЛОТНЫЙ<sup>4\*</sup>,  
Е. В. ЧАБАНЮК<sup>5\*</sup>

<sup>1\*</sup>СКТБ МСУБ, Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна, ул. Лазаряна, 2, Днепропетровск, Украина, 49010, тел. +38 (050) 214 14 19, эл. почта angela\_shvets@ua.fm, ORCID 0000-0002-8469-3902

<sup>2\*</sup>СКТБ МСУБ, Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна, ул. Лазаряна, 2, Днепропетровск, Украина, 49010, тел. +38 (095) 545 38 87, эл. почта constantinz@i.ua, ORCID 0000-0003-3648-1769

<sup>3\*</sup>СКТБ МСУБ, Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна, ул. Лазаряна, 2, Днепропетровск, Украина, 49010, тел. +38 (067) 178 16 90, эл. почта asakulov@gmail.com, ORCID 0000-0002-6123-5431

<sup>4\*</sup>СКТБ МСУБ, Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна, ул. Лазаряна, 2, Днепропетровск, Украина, 49010, тел. +38 (067) 282 13 41, эл. почта zabolotnyi@i.ua, ORCID 0000-0003-1651-7082

<sup>5\*</sup>СКТБ МСУБ, Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна, ул. Лазаряна, 2, Днепропетровск, Украина, 49010, тел. +38 (066) 633 55 95, эл. почта 457m@ukr.net, ORCID 0000-0001-5695-5955

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДОПУСТИМЫХ СИЛ  
ПРИ ОЦЕНКЕ УСТОЙЧИВОСТИ ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ  
ОТ ВЫЖИМАНИЯ В ПОЕЗДАХ**

**Цель.** В аналитическом исследовании рассматриваются: 1) связь между продольной силой, действующей на вагон в составе поезда; 2) боковые и вертикальные силы взаимодействия в зоне контакта колеса и рельса; 3) динамические показатели вагонов с величиной коэффициента запаса устойчивости от выжимания; 4) получение зависимостей между ними. **Методика.** Исследование проводилось аналитическим методом оценки устойчивости грузового вагона при движении с различными скоростями по прямым и кривым участкам пути. **Результаты.** В процессе исследования движения поезда, при расследовании транспортных событий, а также во время выполнения учебного задания на тренажере машиниста для оценки его действий используются величины продольных сил в межвагонных соединениях. Получено выражение для вычисления значения продольной сжимающей силы, действующей на вагон, при которой величина коэффициента запаса устойчивости от выжимания равна допустимому значению (критическая сила). Для оценки влияния на величину продольной силы скорости движения, коэффициентов вертикальной и горизонтальной динамики, а также ветровой нагрузки на боковую поверхность кузова вагона приведены результаты расчетов движения порожнего полувагона модели № 12-532 по кривой радиусом 250 м с возвышением 150 мм и поперечным разбегом рамы кузова вагона относительно оси пути в направляющем сечении в 50 мм. **Научная новизна.** В данном исследовании приведена методика определения продольной сжимающей силы, несколько отличающаяся от общепринятой. Также оценивается влияние на неё скорости движения подвижного состава, коэффициентов вертикальной и горизонтальной динамики и ветровой нагрузки на боковую поверхность кузова вагона. **Практическая значимость.** Авторами разработаны предложения по уточнению существующих методик определения значения продольной сжимающей силы, действующей на вагон, при которой величина коэффициента запаса устойчивости от выжимания будет равна допустимому значению. Это позволит оценивать устойчивость каждого вагона поезда от выжимания непосредственно во время моделирования его движения. Наиболее эффективно использовать эту методику можно в тренажерах, предназначенных для обучения машинистов безопасным способам вождения поездов, и при расследовании причин схода вагонов.

**Ключевые слова:** безопасность движения; ветровая нагрузка; боковая поверхность кузова; нормы расчёта; устойчивость вагонов от выжимания; скорость движения; коэффициент устойчивости; продольная сжимающая сила

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

## Введение

Существующие в настоящее время модели продольной динамики поездов позволяют с достаточной точностью определять величины продольных усилий, действующих на вагоны при различных режимах управления поездом. Эти модели успешно используются при оценке влияния новых элементов подвижного состава (поглощающих аппаратов, воздухораспределителей и т.д.) на продольную нагруженность поездов, при расследовании случаев серьезных транспортных событий и моделировании движения поезда при выполнении учебных заданий на тренажерах машиниста. Два последних случая отличаются от остальных тем, что используемые модели поездов, наряду с корректной оценкой скорости движения, пройденного пути и продольных сил, должны позволять оценивать устойчивость вагонов от выжимания их продольными силами.

В настоящее время при расследовании транспортных событий, связанных со сходами вагонов, оценка правильности действий машинистов производится в основном по косвенным показателям. К таким показателям, в первую очередь, относятся максимальное сжимающее усилие, действующее на сошедший вагон, и время его действия. В тренажерах, предназначенных для обучения машинистов безопасным способам вождения поездов, было бы целесообразно оценивать правильность действий машиниста «на лету», то есть непосредственно во время управления поездом. Для этих целей, в перечисленных выше случаях, правильным было бы оценивать устойчивость каждого вагона поезда от выжимания непосредственно во время моделирования его движения.

На рис. 1 приведены данные о сходах вагонов, случившихся при применении машинистами режима торможения [10] на прямых участках и в кривых радиусом 350–650 м. Из рис. 1, *a* видно, что наибольшее количество сходов произошло при малых скоростях движения, при средних скоростях количество сходов снижается, а при скоростях, близких к предельно допустимым значениям – в кривых вновь растет. Это может быть объяснено следующими соображениями: при малых скоростях движения тормозная сила, действующая на вагон, велика; при скоростях, близких к предельным величинам,

тормозная сила существенно уменьшается, но величина коэффициента вертикальной динамики приближается к наибольшему допустимому значению (рис. 1, *б*). Из-за несинхронного срабатывания воздухораспределителей соседних вагонов при малых скоростях движения возникают большие продольные квазистационарные силы, действующие на вагон, которые при прочих благоприятствующих факторах способны привести к его выжиманию. При больших скоростях движения тормозные силы снижаются почти в 2 раза, поэтому риск выжимания вагонов от действия продольных сил снижается. Одновременно с этим, большие величины коэффициента вертикальной динамики могут привести к значительному обезгруживанию набегающего колеса и сходу даже при небольших величинах продольных сил.

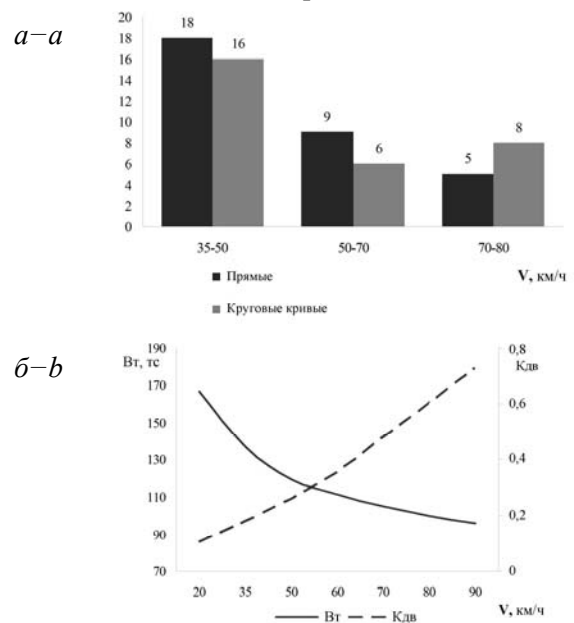


Рис. 1. Выборка информации о сходах вагонов:

*a* – количество сходов подвижного состава при торможении поезда; *b* – зависимость тормозной силы и коэффициента вертикальной динамики от скорости движения поезда

Fig. 1. Information retrieval about cars derailment:

*a* – the number of rolling stock derailment during braking of the train; *b* – dependence of the brake force and the coefficient of vertical dynamics of train speed

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

Из этого следует, что при определении условий устойчивости вагонов от выжимания их продольными силами следует учитывать динамику вагона, как системы масс [11, 12, 15].

### Цель

Для оценки устойчивости вагонов от выжимания продольными силами используются коэффициенты устойчивости. Величины этих коэффициентов зависят от соотношения боковых и вертикальных сил, действующих на колесо. Однако выход вышеперечисленных показателей за допустимые значения не означает, что обязательно произойдет сход. Это необходимое, но не достаточное условие для схода колеса с рельса [7].

Целью аналитического исследования связи между продольной силой, действующей на вагон, боковыми и вертикальными силами взаимодействия в зоне контакта гребня колеса и рельса, величинами коэффициентов вертикальной и горизонтальной динамики необрессоренных частей вагона с величиной коэффициента запаса устойчивости от выжимания является получение зависимостей между ними.

### Методика

В [5, 6] показано, как можно оценить устойчивость вагона от выжимания продольными силами, действующими в поезде. Это делается путем расчета значения коэффициента запаса устойчивости ( $K_y$ ). Приведенные там выражения достаточно громоздки, а их использование может оказаться затруднительным из-за большого количества параметров. Вместе с тем, при оценке действий машиниста, связанных с управлением поезда, почти никогда невозможно с абсолютной уверенностью сделать вывод об их правильности или ошибочности [8, 9, 13]. Из-за большого количества параметров пути и вагона, необходимых для расчета величины  $K_y$ , невозможности точного определения абсолютно всех их значений и некоторых допущений, сделанных в расчетной схеме при получении формулы расчета  $K_y$ , мы всегда имеем дело с оценочными (вероятностными) результатами. Поэтому, для оценки устойчивости вагонов достаточно определить возмож-

ность их выжимания в наихудших возможных условиях. И, если при этом возможность выжимания не подтверждается, то можно отбросить гипотезу о том, что действия машиниста стали причиной серьезных транспортных событий. Если же в наихудших условиях возможность выжимания вагона подтверждается, то, прежде чем делать окончательный вывод об ошибочности действий машиниста, следует оценить устойчивость полученного результата к вариации параметров, значения которых приняты с некоторыми допущениями. И только если в большинстве случаев вариаций параметров возможность выжимания будет подтверждена, следует считать действия машинистов ошибочными.

В основе расчета устойчивости вагонов от выжимания [5–7] лежит статическая расчетная схема. Однако вагон представляет собой достаточно сложную механическую систему со многими степенями свободы и во время движения взаимодействие между его отдельными частями и между вагоном и железнодорожным путем носит динамический характер. Динамический характер вертикальных сил взаимодействия приводит к периодическому увеличению и уменьшению вертикальных нагрузок на колесо, что напрямую влияет на возможность вкатывания колеса на рельс. Следует отметить два главных источника периодических изменений вертикальной нагрузки колеса на рельс – это боковая качка кузова (перевалка на пяте и колебания на пружинах центрального подвешивания) и вертикальные неровности рельсовых нитей. Период боковой качки кузова порожних грузовых вагонов колеблется в пределах от 200 до 300 мс. То есть в течение половины периода колебаний (100–150 мс) вертикальная нагрузка на набегающее колесо будет меньше статической, а на ненабегающее – больше. Время проследования колесом просадки пути при средней скорости движения вагона 50 км/ч и длине просадки 3 м составит примерно 220 мс. По оценке, приведенной в [1], путь, который должно пройти колесо вагона для того, чтобы гребень вкатился на головку рельса, составляет примерно 0,64 м. В [14] для колес различного профиля этот путь составляет 0,46–0,73 м. При этом время, необходимое для вкатывания колеса на рельс при скорости 50

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

км/ч, составит 33–53 мс. В [2] время, в течение которого нарушение условия устойчивости от вкатывания колеса на рельс становится опасным, составляет 50 мс. Таким образом, время, в течение которого динамические силы взаимодействия колеса и рельса меньше своих статических значений, в 3–4 раза больше времени, необходимого для вкатывания колеса на рельс. Из этого следует, что вертикальная динамика взаимодействия вагона и пути должна быть учтена при оценке устойчивости вагона от выжимания продольными силами. То же самое можно сказать о динамических добавках горизонтальных поперечных сил взаимодействия колеса и рельса.

Величины вертикальных догрузок и разгрузок колесных пар характеризуются коэффициентом вертикальной динамики ( $K_{дв}$ ), который может принимать как отрицательные (при разгрузке), так и положительные (при догрузке) значения. Динамические добавки рамных сил принято учитывать коэффициентом горизонтальной динамики ( $K_{др}$ ), который при увеличении бокового давления набегающего колеса на рельс принимает положительные значения, а при уменьшении этой силы – отрицательные.

С учетом вышесказанного динамические силы, действующие на первую колесную пару со стороны набегающего и ненабегающего колеса, в расчетной схеме представлены следующими выражениями:

$$\begin{cases} P_{д1,2} = P_{ст1,2} \cdot (1 + K_{двн,нн}) \\ H_{др} = H_p \cdot (1 + K_{др1}), \end{cases} \quad (1)$$

где  $P_{ст1,2}$  – вертикальная статическая нагрузка на набегающее 1 и ненабегающее 2 колесо, кН;  $K_{двн}$ ,  $K_{двнн}$  – величины коэффициентов вертикальной динамики необрессоренной части вагона для тех же колес;  $H_p$  – величина рамной силы без учета поперечной динамики, кН;  $K_{др1}$  – коэффициент горизонтальной динамики необрессоренной части вагона.

Кроме этого в традиционных расчетных схемах не учитывается влияние ветровой нагрузки на боковую поверхность кузова. Эта сила прикладывается к геометрическому центру боковой поверхности и определяется выражением:

$$F_b = S \cdot \rho \cdot \frac{V_b^2}{2}, \quad (2)$$

где  $S$  – площадь боковой поверхности кузова,  $m^2$ ;  $\rho$  – плотность воздуха, Па;  $V$  – скорость ветра, м/с.

Здесь выражение  $0,5\rho \cdot V_b^2$  – это давление ветра на боковую поверхность кузова. В [7] принято расчетное давление ветра равно 500 Па, площадь боковой поверхности крытого вагона колеблется в пределах от  $38 m^2$  (модель 11-217) до  $49 m^2$  (модель 11-260), при этом сила от ветровой нагрузки составляет 19–25 кН. Если при этом ветер направлен внутрь кривой, то сила ветровой нагрузки будет способствовать дополнительной разгрузке набегающего колеса, что существенно повлияет на условия выжимания вагона.

С учетом всего сказанного выше, составлены расчетные схемы взаимодействия вагонов между собой и с путем [5, 6]. Эти схемы представлены на рис. 2 и 3.

На рис. 2 все силы, действующие на вагон, спроектированы на плоскость пути, а также плоскости ей перпендикулярные – продольную относительно оси пути и поперечную.

Где  $G_0$  – вес кузова вагона, кН;  $G_1$  – вес необрессоренной части тележки, кН;  $\alpha$  – угол наклона пути к горизонтали, рад;  $N_1$  и  $N_2$  – продольные усилия, действующие в автосцепках вагона, кН;  $Z_1$  и  $Z_2$  – вертикальные составляющие продольного усилия, кН;  $2a$  – расстояние между центрами клиновых отверстий сцепленных автосцепок, м;  $\Delta_1$  – разность уровней осей автосцепок впереди вагона, м;  $\Delta_2$  – разность уровней осей автосцепок сзади вагона, м;  $Y_1$  и  $Y_2$  – горизонтальные поперечные составляющие продольного усилия, кН;  $X_1$  и  $X_2$  – горизонтальные продольные составляющие продольного усилия, кН;  $h_{вр}$  – высота от УГР до верхней плоскости центрального рессорного комплекта, м;  $h_{ц}$  – высота центра тяжести вагона над уровнем головок рельсов, м;  $h_b^*$  – высота от УГР до центра тяжести боковой поверхности кузова вагона над плоскостью опирания наддресорных балок, м;  $G_{кп}$  – вес колес-

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

ной пары, кН;  $H_p$  – рамная сила, действующая на колесную пару, кН.

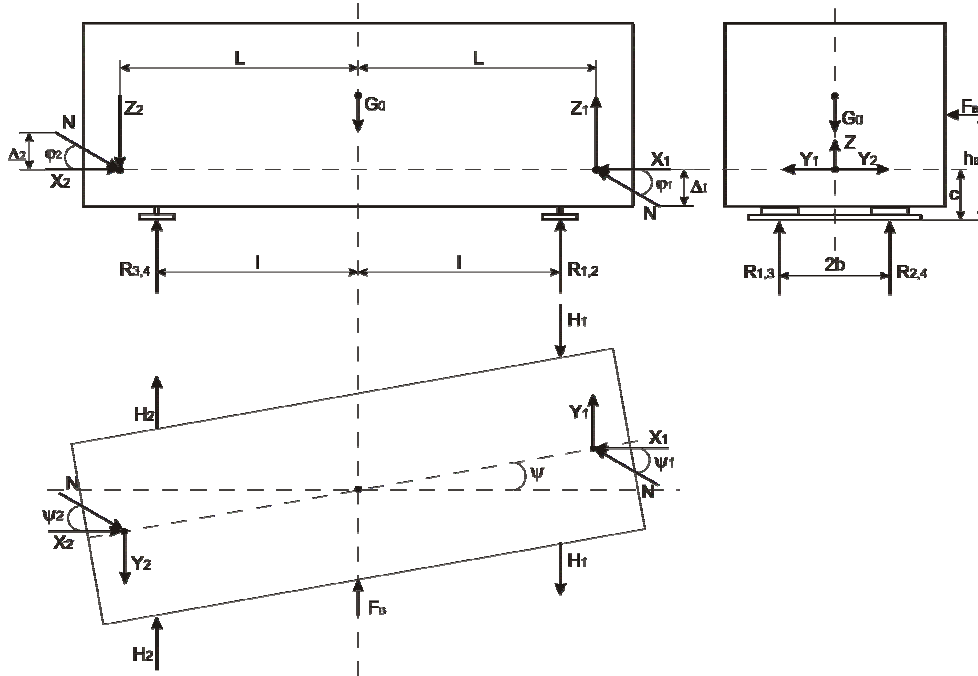


Рис. 2. Расчетная схема состава поезда и перекосы ее элементов в плане при действии продольных сжимающих сил с учетом силы ветра

Fig. 2. The analytical model of train set and distortions of its elements in plan view under action of longitudinal compressive forces, taking into account wind strength

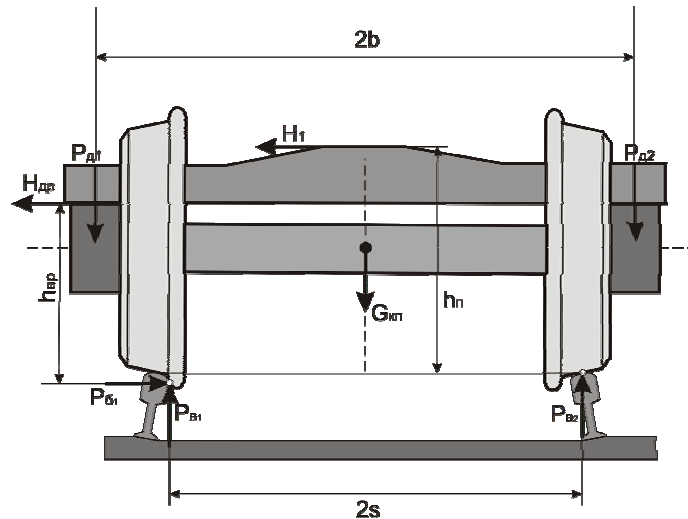


Рис. 3. Расчетная схема сил, действующих на тележку в результате продольного сжатия

Fig. 3. The analytical model of forces acting on the bogie as a result of longitudinal compression

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

Зависимость для определения коэффициента запаса устойчивости от выжимания продольными силами с учетом сил инерции в кривой [5,

6] и составляющей от действия ветровой нагрузки на боковую поверхность кузова вагона имеет следующий вид:

$$K_{yb}^1 = \frac{tg\beta - \mu}{1 + \mu \cdot tg\beta} \times \frac{P_{вар}^{ст} + \frac{N^2}{C_r} \cdot \left[ \frac{\Psi_a^2 \cdot h_{вр}}{2\delta_0 \cdot S} + \frac{\Psi_{кр} \cdot L}{a \cdot \ell} \left( \frac{h_a}{S} + \frac{a}{\ell} \cdot \frac{h_{вр}}{S} \right) \right] + N \cdot \left[ 2\Psi_{кр} \cdot \frac{h_a}{S} + \Psi_a \cdot \frac{h_{вр}}{S} \right] + P_{ин} \cdot \frac{h_{ц}}{S} + F_B \cdot \frac{h_B^*}{S}}{\mu \cdot P_{вар}^{ст} + \frac{N^2}{C_r} \cdot \left[ \frac{\Psi_a^2}{2\delta_0} \cdot \left( 2 - \mu \cdot \frac{h_{вр}}{S} \right) + \frac{\Psi_{кр} \cdot L}{a \cdot \ell} \left( 2 \cdot \left( 1 + \frac{a}{\ell} \right) - \mu \cdot \left( \frac{h_a}{S} + \frac{a}{\ell} \cdot \frac{h_{вр}}{S} \right) \right) \right] + P_{ин} \cdot \left( 2 - \mu \cdot \frac{h_{ц}}{S} \right) + N \cdot \left[ 2\Psi_{кр} \cdot \left( 2 - \mu \cdot \frac{h_a}{S} \right) + \Psi_a \cdot \left( 2 - \mu \cdot \frac{h_{вр}}{S} \right) \right] + F_B \cdot \left( 2 - \mu \cdot \frac{h_B^*}{S} \right)} \quad (2)$$

В процессе моделирования движения поезда, то ли при расследовании транспортных событий, то ли во время выполнения учебного задания на тренажере машиниста, для оценки действий машиниста используются величины продольных сил в межвагонных соединениях. Поэтому удобнее будет в качестве критерия оценки устойчивости вагона от выжимания вместо величины  $K_y$  использовать величину продольной силы, при которой  $K_y$  меньше допустимого значения (для грузовых вагонов [ $K_{уд}$ ]=1,2 [7]). Эта критическая величина продольной силы может быть получена из выражения для  $K_y$  (2), путем выражения величины продольной силы ( $N = S_{кр}$ ) через параметры вагона, пути и допустимую величину  $K_y = [K_{уд}]$ . Вычисления значения продольной сжимающей силы, действующей на вагон, при

которой величина коэффициента запаса устойчивости от выжимания будет равна допустимому значению (критическая сила) осуществляется по простой и широко известной зависимости как дискриминант квадратного уравнения:

$$S_{кр} = \frac{-p \pm \sqrt{p^2 - 4 \cdot k \cdot q}}{2k} \quad (3)$$

Первый корень этого решения представляет собой искомую сжимающую продольную силу, физический смысл второго – растягивающая продольная сила, способная привести к вкатуванию колеса на рельс.

Введение динамических коэффициентов  $K_1^d - K_5^d$  (4)–(8), которые будут вычисляться непосредственно во время выполнения учебной поездки на тренажере, существенно упростит выражения для определения коэффициентов квадратного уравнения (9)–(11):

$$K_1^d = K_{др} \cdot \left[ 2 - \left( \mu_2 + \frac{1 + \mu_1 tg\beta}{tg\beta - \mu_1} \right) \cdot \frac{h_{вр}}{S} \right], \quad (4)$$

$$K_2^d = 2 - K_{др} \cdot \frac{h_{вр}}{S} \cdot \left( \mu_2 + \frac{1 + \mu_1 tg\beta}{tg\beta - \mu_1} \right), \quad (5)$$

$$K_3^d = \frac{1 + \mu_1 tg\beta}{tg\beta - \mu_1} \cdot (K_{дв1} - K_{дв2}) + \left( \mu_2 + \frac{1 + \mu_1 tg\beta}{tg\beta - \mu_1} \right) \cdot \frac{b_1 K_{дв1} + b_2 K_{дв2}}{2S}, \quad (6)$$

$$K_4^d = \frac{1 + \mu_1 tg\beta}{tg\beta - \mu_1} \cdot (K_{дв1} + K_{дв2}) + \left( \mu_2 - \frac{1 + \mu_1 tg\beta}{tg\beta - \mu_1} \right) \cdot \frac{b_2 K_{дв2} - b_1 K_{дв1}}{2S}, \quad (7)$$

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

$$K_5^{\text{д}} = -\frac{1 + \mu_1 \text{tg} \beta}{\text{tg} \beta - \mu_1} \cdot (K_{\text{дв1}} + K_{\text{дв2}}) + \left( \mu_2 + \frac{1 + \mu_1 \text{tg} \beta}{\text{tg} \beta - \mu_1} \right) \cdot \frac{b_2 K_{\text{дв2}} - b_1 K_{\text{дв1}}}{2S}, \quad (8)$$

$$k = \frac{\Psi_a^2}{2 \cdot \delta_0 \cdot C_r} \cdot K_1^{\text{д}} + \frac{\Psi_{\text{кр}}}{C_r \cdot a \cdot \ell} \cdot \left[ \left( 1 + \frac{a}{\ell} \right) \cdot K_2^{\text{д}} - \frac{c}{b} K_3^{\text{д}} \right], \quad (9)$$

$$p = \Psi_a \cdot K_1^{\text{д}} + 2\Psi_{\text{кр}} \cdot \left[ K_1^{\text{д}} - \frac{c}{b} K_3^{\text{д}} \right] - \Phi_{\text{экв}} \cdot K_5^{\text{д}}, \quad (10)$$

$$q = (G_0 + 2G_1) \cdot K_5^{\text{д}} + 4G_{\text{кп}} \cdot \left( \mu_2 - \frac{1 + \mu_1 \text{tg} \beta}{\text{tg} \beta - \mu_1} \right) + F_{\text{в}} \cdot \left[ K_1^{\text{д}} - \frac{h_{\text{в}}}{b} \cdot K_4^{\text{д}} \right], \quad (11)$$

где  $2\ell$  – база вагона, м;  $2\delta_0$  – суммарный поперечный разбег рамы кузова вагона относительно оси пути в направляющем сечении, м;  $L$  – расстояние по горизонтали от оси вагона до центра клинового отверстия автосцепки, м;  $a$  – длина корпуса автосцепки (от оси сцепления до конца хвостовика), м;  $C_r$  – горизонтальная жесткость рессорного подвешивания одной тележки, кН/м;  $2b$  – расстояние между точками приложения вертикальных сил, действующих на буксы колесной пары соответственно на набегающем и ненабегающем колесе, кН;  $h_{\text{вр}}$  – высота верха рессорных комплектов над уровнем головок рельсов, м;  $c$  – вертикальное расстояние от верхней плоскости центрального рессорного комплекта до уровня оси автосцепки, м;  $h_a$  – высота оси автосцепки над уровнем головок рельсов, м;  $h_{\text{в}}$  – высота центра тяжести боковой поверхности кузова вагона над плоскостью опирания надрессорных балок, м;  $2S$  – расстояние между кругами катания колес, м;  $\beta$  – угол, образованный прямолинейной частью контура профиля гребня колеса к плоскости пути;  $\Psi_a$  – угол поворота, рад;

$$\Psi_a = \frac{\delta_0 \cdot L}{\ell^2} \cdot \left( 1 + \frac{L}{a} \right), \quad (12)$$

$\Psi_{\text{кр}}$  – угол поворота от кривой, рад;

$$\Psi_{\text{кр}} = \frac{L_c}{R}, \quad (13)$$

$\Phi_{\text{экв}}$  – угол поворота в вертикальной плоскости, рад;

$$\Phi_{\text{экв}} = \Phi_1 \cdot \left( \frac{L}{\ell} + 1 \right) + \Phi_2 \cdot \left( \frac{L}{\ell} - 1 \right), \quad (14)$$

$2L_c$  – длина вагона по осям сцепления, м;  $R$  – радиус кривой, м;  $\mu_1$  – коэффициент трения гребня о выкружку головки рельса на набегающем колесе;  $\mu_2$  – коэффициент трения гребня о выкружку головки рельса на ненабегающем колесе.

Изучим влияние параметров этого выражения на величину критической силы. Основные параметры это – радиус кривой ( $R$ ), величины коэффициентов вертикальной динамики со стороны набегающего ( $K_{\text{двн}}$ ) и ненабегающего ( $K_{\text{двнн}}$ ) колеса, величина коэффициента горизонтальной динамики ( $K_{\text{дг1}}$ ) и ветровая нагрузка на боковую поверхность кузова ( $F_{\text{в}}$ ). Проверка влияния этих параметров на величины критических сил выполнена для порожнего полувагона широко распространенной модели 12-532.

Для того чтобы можно было одновременно оценить влияние всех перечисленных выше параметров, диапазон изменения всех параметров приведены к диапазону  $\pm 1$ . Рассмотрим изменение параметров в следующих диапазонах:

- коэффициенты вертикальной динамики ( $K_{\text{двн}}, K_{\text{двнн}}$ ) –  $0,8 \div +0,8$ ;
- радиус кривой ( $R$ )  $300 \div 900$  м;
- коэффициент горизонтальной динамики ( $K_{\text{дг1}}$ ) –  $0,4 \div +0,4$ ;
- скорость ветра  $V_{\text{в}}$  –  $20 \div +20$  м/с.

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

## Результаты

После выполнения элементарных преобразований для приведения диапазонов всех параметров к интервалу  $\pm 1$  получены графики изменения величины критической силы (рис. 4).

Как следует из рис. 4, наименьшее влияние на величину критической силы оказывает величина радиуса кривой ( $R$ ), а наибольшее – величина  $K_{двн}$ . Остальные рассмотренные параметры имеют не определяющее, но существенное влияние на величину критической силы. Таким образом, можно исключить зависимость величины критической силы от радиуса кривой, что позволит упростить выражения (9) и (10). Итак, необходимо численно оценить «цену» такого упрощения. Для сравнения в табл. 1 приведены величины критических сил, рассчитанные с учетом радиуса кривой ( $S_{кр}$ ) и без его учета ( $S_{кр}^*$ ). В таблице помещены результаты

только для тех моделей вагонов, для которых величина критической силы не превышает 800 кН, т.к. такие силы вполне могут возникнуть в условиях эксплуатации [3, 4]. Результаты расчетов сведены в табл. 1.

Из содержимого таблицы следует, что значения критических сил изменились примерно на 5–8,4 %, что в условиях неполной определенности величин параметров вагона и пути не приведет к существенному искажению результатов. Из всего этого следует вывод: при определении величины критической силы, способной привести к выжиманию вагона, можно пренебречь влиянием радиуса кривых. Окончательно выражения для расчета величины критической силы имеют вид:

$$k = \frac{\Psi_a^2}{2 \cdot \delta_0 \cdot C_r} \cdot K_1^d, \quad (15)$$

$$p = \Psi_a \cdot K_1^d - \varphi_{экр} \cdot K_5^d. \quad (16)$$

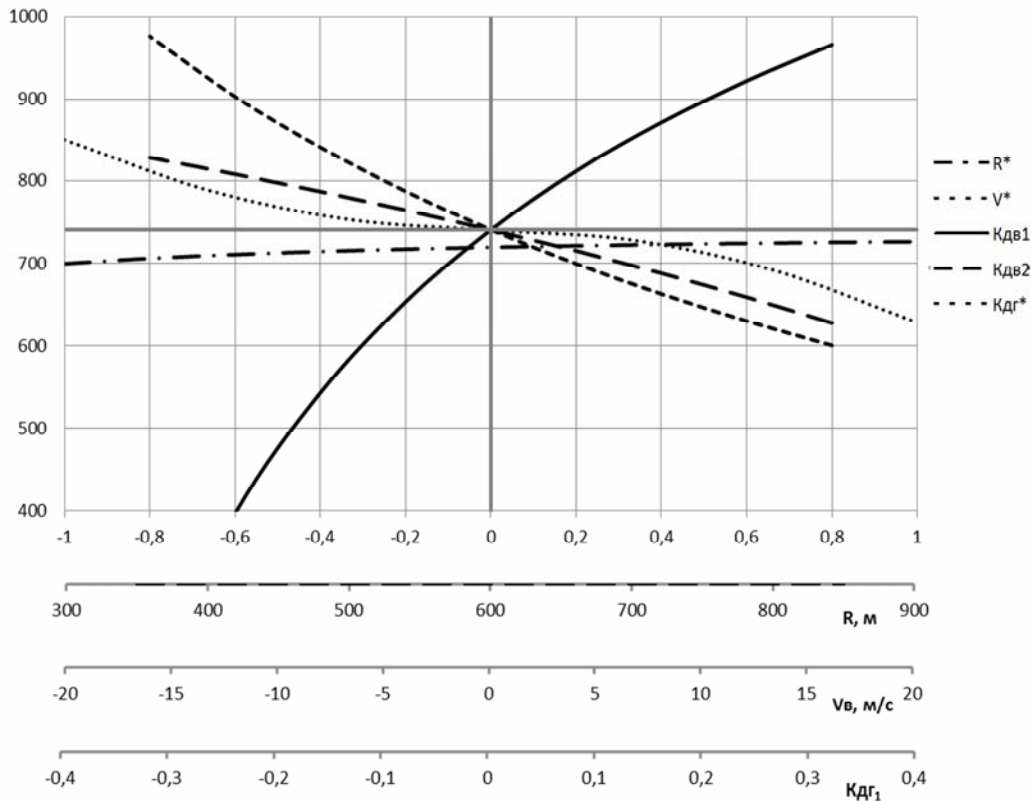


Рис. 4. Графики изменения величины критической силы

Fig. 4. The chart of change of the critical force value



Таблица 1  
**Величины критической силы  
 при выжимании вагонов**

Table 1  
**The critical force value when  
 car lift resistance**

Модель вагона	$S_{кр}$ [кН]	$S_{кр}^*$ [кН]	%
12-532	639	684	6,6
12-2123	710	761	6,7
12-П-153	624	670	6,9
12-1303	668	719	7,1
12-1505	606	652	7,1
11-K255	585	637	8,2
11-066	707	772	8,4
13-4012-09	578	629	8,1
13-198	686	730	6,0
13-H004	677	733	7,6
13-192	602	649	7,2
13-3103-01	642	699	8,2
15-1727	596	631	5,5
15-1404	663	711	6,8
19-758	616	660	6,7
19-1217	651	699	6,9
20-4078	663	698	5,0
20-480	623	656	5,0
55-320	634	676	6,2
20-793	642	683	6,0

Зависимость (11) остается в этом случае без изменений. Расчет возможности выжимания вагона, выполняемый при расследовании серьезных транспортных событий, следует проводить для наихудшего сочетания величин  $K_{двн}$ ,  $K_{двнн}$ ,  $K_{дг1}$  и  $V_v$ . Таким наихудшим сочетанием параметров будет разгрузка набегающего колеса, догрузка ненабегающего, дополнительная динамическая поперечная сила, увеличивающая силу прижатия колеса к рельсу и ветровая нагрузка, направленная в сторону ненабегающего колеса (внутри кривой). В этом

случае величины  $K_{двн}$  должны быть отрицательными, а величины  $K_{двнн}$ ,  $K_{дг1}$  и  $V_v$  – положительными. Вопрос о том, какие численные значения должны принимать эти параметры остается открытым. Например, величины динамических показателей ( $K_{двн}$ ,  $K_{двнн}$ ,  $K_{дг1}$ ) могут быть связаны с техническим состоянием пути на момент возникновения транспортного события, а скорость и направление ветра могут быть взяты из метеосводок. И если получение информации о направлении и скорости ветра не должно вызывать особых затруднений, то нахождение связи между состоянием пути и величинами коэффициентов динамики требует дополнительных исследований. Пока можно порекомендовать вычисление величин коэффициентов динамики в зависимости от скорости движения, как указано в [7].

Величина критической силы для оценки действий машиниста при выполнении учебного задания на тренажере машиниста может быть получена без тщательного выбора вышеупомянутых параметров. В задачи обучающей программы, какой является тренажер машиниста, в этом случае входит демонстрация того, что могло бы произойти при «таких-то» действиях машиниста по управлению поездом. Поэтому в этом случае можно задать средние величины параметров при наихудшем их сочетании.

#### Научная новизна и практическая значимость

В данном исследовании приведена методика определения коэффициента запаса устойчивости от выжимания продольными силами, несколько отличающаяся от приведенной в [1, 8], а также оценивается влияние на этот коэффициент скорости движения подвижного состава, коэффициентов вертикальной и горизонтальной динамики, а также ветровой нагрузки на боковую поверхность кузова вагона. Разработанные предложения по уточнению существующих методик определения значения продольной сжимающей силы, действующей на вагон, при которой величина коэффициента запаса устойчивости от выжимания будет равна допустимому значению, позволят оценивать устойчивость каждого вагона поезда от выжимания непосредственно во время моделирова-

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

ния его движения. Наиболее эффективно использовать эту методику в тренажерах, предназначенных для обучения машинистов безопасным способам вождения поездов.

Результаты исследований нашли свое научное использование в ряде публикаций авторов в специальных и научных изданиях, выступлениях на научных конференциях.

**Выводы**

В результате аналитических исследований получены зависимости продольной сжимающей силы, действующей на вагон с учетом скорости его движения, коэффициентов вертикальной и горизонтальной динамики, ветровой нагрузки на боковую поверхность кузова.

Таким образом, полученные результаты расчетов позволяют объективно оценить влияние перечисленных выше параметров на величину продольной сжимающей силы.

**СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ:**

1. Вершинский, С. В. Динамика вагонов / С. В. Вершинский, В. И. Данилов, И. И. Челноков. – Москва : Транспорт, 1991. – 360 с.
2. Гарг, В. К. Динамика подвижного состава / В. К. Гарг, Р. В. Дуккпати ; [пер. с англ. К. Г. Бомштейна] ; под ред. Н. А. Панькина. – Москва : Транспорт, 1988. – 392 с.
3. Грузовые вагоны колеи 1520 мм железных дорог СССР : альбом. – Москва : Транспорт, 1982. – 111 с.
4. Грузовые вагоны колеи 1520 мм железных дорог СССР : альбом-справочник / М-во путей сообщ. СССР, Гл. упр. вагон. хоз-ва. – Москва : Транспорт, 1989. – 175 с.
5. К вопросу определения коэффициента запаса устойчивости от выжимания легковесных вагонов / А. А. Швец, К. И. Железнов, А. С. Акулов [и др.] // Наука та прогрес транспорту. – 2015. – № 6 (60). – С. 134–148. doi: 10.15802/stp2015/57098.
6. Некоторые аспекты определения устойчивости порожних вагонов от выжимания их продольными силами в грузовых поездах / А. А. Швец, К. И. Железнов, А. С. Акулов [и др.] // Наука та прогрес транспорту. – 2015. – № 4 (58). – С. 175–189. doi: 10.15802/stp2015/49281.
7. Нормы для расчета и проектирования новых и модернизируемых вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). – Москва : ВНИИВ ; ВНИИЖТ, 1983. – 260 с.
8. Пат. 87837 Україна. МПК G 09 В 9/04 (20.06.01). Тренажер для навчання машиніста магістрального локомотива / Железнов К. І., Акулов А. С., Євдомах Г. В., Заболотний О. М., Чабанюк Є. В., Швець А. О. (Україна) ; заявник та патентовласник Дніпро-петр. нац. ун-т залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – № u 2013 09075 ; заявл. 19.07.13 ; опубл. 25.02.14. Бюл. № 4. – 2 с.
9. Свідчення про реєстрацію авторського права на твір № 54184 (Україна). Комп'ютерна програма «Обучение вождению поездов машинистов магистральных локомотивов» / Железнов К. І., Акулов А. С., Євдомах Г. В., Заболотний О. М., Чабанюк Є. В., Швець А. О. (Україна) ; заявник та патентовласник Дніпропетр. нац. ун-т залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – заявл. 20.03.14.
10. Татуревич, А. А. Теоретические исследования устойчивости подвижного состава против схода от вкатывания гребня колеса на рельс / А. А. Татуревич // Вісн. Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – Дніпропетровськ, 2003. – Вип. 2. – С. 133–137.
11. Anyakwo, A. A New Method for Modelling and Simulation of the Dynamic Behaviour of the Wheel-rail Contact / A. Anyakwo, C. Pislaru, A. Ball // Intern. J. of Automation and Computing. – 2012. – Vol. 9. – Iss. 3. – P. 237–247. doi: 10.1007/s11633-012-0640-6.
12. Marquis, B. Application of Nadal limit in the prediction of wheel climb derailment (JRC2011-56064) / B. Marquis, R. Greif // Proc. of the ASME/ASCE/IEEE. 2011 Joint Rail Conf. (16.03.–18.03.2011). – Pueblo, Colorado, USA, 2011. – P. 1–8. doi: 10.1115/jrc2011-56064.
13. Transit cooperative research program : Annual Report of Progress. – Washington : Transportation Research Board, 2014. – 112 p.
14. Track-Related Research. Vol. 5. Flange Climb Derailment Criteria and Wheel/Rail Profile Management and Maintenance Guidelines for Transit Operations. Transit cooperative research program Report 71. – Washington, 2005. – 147 p.
15. Trzaska, Z. Modeling of Energy Processes in Wheel-Rail Contacts Operating under Influence of Periodic Discontinuous Forces / Z. Trzaska // J. of Transportation Technologies. – 2012. – Vol. 2. – P. 129–143. doi: 10.4236/jtts.2012.22014.