

*А. В. Харитонов, Е. К. Рыбников*

## ВОЗМОЖНОСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ В УЗЛЕ ГОРИЗОНТАЛЬНОЙ СВЯЗИ КОЛЕСНОЙ ПАРЫ И РАМЫ ТЕЛЕЖКИ ГИДРОБЛОКА С ЧАСТОТНО-ЗАВИСИМОЙ УПРУГО-ВЯЗКОЙ ХАРАКТЕРИСТИКОЙ

**Аннотация.** Рассмотрена возможность применения в узле связи буксового рычага с рамой тележки скоростного электропоезда гидроблока, имеющего частотно-зависимую характеристику радиальной горизонтальной жесткости. Конструкция гидроблока позволяет комбинировать низкие значения продольной жесткости при движении в кривых участках пути с высокими значениями продольной жесткости, необходимыми для устойчивости движения с высокой скоростью. С увеличением скорости движения железнодорожного экипажа частота горизонтальных колебаний колесной пары увеличивается, что приводит к возрастанию динамической жесткости гидроблока и обеспечению высокой критической скорости экипажа. Движение в кривых участках пути, напротив, осуществляется с меньшими скоростями движения и частотами колебаний колесной пары. Подбор оптимальных параметров гидроблока позволяет обеспечить как высокий запас устойчивости, так и уменьшение угла набегания колесной пары при движении в кривых участках пути и, как следствие, снижение износа поверхностей колеса и рельса.

**Ключевые слова:** математическое моделирование, гидроблок, скоростной электропоезд, динамическая жесткость, универсальный механизм.

**Для цитирования:** Харитонов, А. В. Возможность применения в узле горизонтальной связи колесной пары и рамы тележки гидроблока с частотно-зависимой упруго-вязкой характеристикой / А. В. Харитонов, Е. К. Рыбников // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2023. – № 3. – С. 204–214. – DOI 10.46973/0201-727X\_2023\_3\_204.

### **Введение**

Подсистема «колесная пара – рельсовая колея» является автономной колебательной системой за счет положительной связи между координатами бокового отхода ( $y$ ) и поворота ( $\varphi^z$ ) вокруг оси  $Z$  (извилистое движение). Частота и длина волны гармонических горизонтальных колебаний отхода и виляния колесной пары в режиме качения без проскальзывания описываются следующими выражениями [1, 2]:

$$f_{\text{кп}} = \frac{V}{2\pi} \sqrt{\frac{i}{r_0 \cdot S}},$$

$$L_{\text{кп}} = 2\pi \sqrt{\frac{r_0 \cdot S}{i}},$$

где  $f_{\text{кп}}$  – частота синусоидальных колебаний колесной пары, Гц;

$V$  – поступательная скорость движения, м/с;

$i$  – угол конической поверхности катания колеса (конусность);

$r_0$  – радиус основного круга катания колесной пары при ее центральной установке в колею, м;

$S$  – половина расстояния между кругами катания колесной пары, м;

$L_{\text{кп}}$  – длина волны виляния колесной пары, м.

В связи с вышеизложенным колебания колесной пары имеют постоянную собственную длину волны, значение которой задается величинами конусности поверхностей катания колес, шириной колесной колеи и радиусом поверхностей катания колес. Собственная частота колебаний этой системы зависит от скорости поступательного движения и увеличивается по мере её роста.

Движение по прямому участку пути осуществляется с высокими скоростями, соответственно колебания колесной пары будут характеризоваться высокими частотами. Движение в кривых участках пути, напротив, осуществляется с меньшими скоростями движения, определяемыми радиусом кривой и возвышением наружного рельса. Таким образом, целесообразной является конструкция продольной

связи колесной пары и рамы тележки, обеспечивающая частотно-зависимую характеристику упруго-диссипативных параметров, а именно, низкие значения жесткости в области низких частот и высокие значения жесткости при высоких частотах возмущения. Это позволит преодолеть конфликт между высокой устойчивостью и характеристиками движения в кривой, настроить первичную подвеску под конкретные нужды каждого участка пути.

Наибольшее распространение получила конструкция упругой связи колесной пары и рамы тележки через резинометаллический шарнир – сайлентблок [3]. Данный шарнир представляет собой классический элемент из стали и резины с линейной жесткостью. При быстром или медленном сжатии результирующая жесткость сайлентблока такого типа остается практически одинаковой и на различных сериях электропоездов может варьироваться в достаточно широких пределах от 10 до 54 МН/м на одну буксу. Передача тяговых усилий в данной конструкции осуществляется через односторонний поводок (рычаг). Основным преимуществом конструкции с односторонне расположенным поводком является возможность поворота букс с колесной парой вокруг оси  $Z$ , что способствует уменьшению угла набегания при прохождении кривых участков пути.

Для достижения наилучших характеристик движения в кривой и высокой устойчивости в прямых участках пути возможно применение в узле связи колесной пары и рамы тележки гидроблока (рис. 1) с частотно-зависимой характеристикой радиальной горизонтальной жесткости [4]. Данное явление достигается за счет добавления в классическую конструкцию резинометаллического шарнира внутренних камер, заполненных гидравлической жидкостью. Соединение этих камер через канал, служащий регулятором потока, добавляет в узел функцию демпфера. Радиальная горизонтальная жесткость узла становится чувствительной к скорости, с которой жидкость перетекает из одной камеры в другую (отсюда возникает явление частотно-зависимой радиальной жесткости). В области низких частот возмущения радиальную жесткость гидроблока определяет эластомерный упругий элемент, а перетекающая из одной полости в другую гидравлическая жидкость не препятствует деформациям упругого элемента (рис. 2, *а*). Высокочастотное возбуждение блокирует перетекание жидкости между камерами, из-за чего итоговая радиальная горизонтальная жесткость возрастает (рис. 2, *б*). Вышеуказанная конструкция гидроблока реализована компанией Bruno MeierSchwab Schwebungstechnik AG, Адлисвилль (Швейцария) [5].

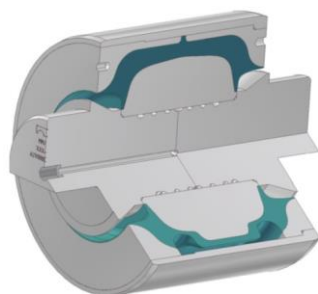


Рис. 1. Общий вид гидроблока

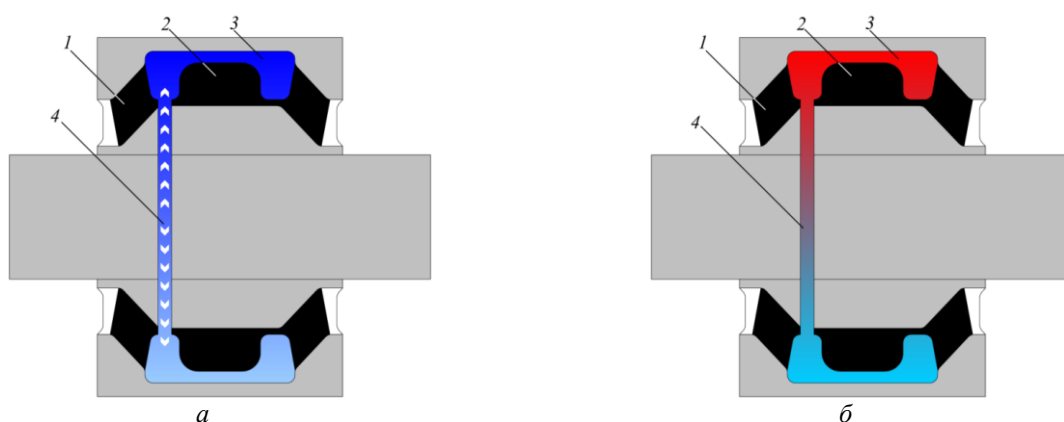


Рис. 2. Принцип работы гидроблока при низкочастотном возбуждении (*а*) и при высокочастотном возбуждении (*б*):

1 – эластомерный упругий элемент; 2 – упругий ограничитель деформации;  
3 – камера с гидравлической жидкостью; 4 – соединительный канал

Таким образом, целью данной работы является численное исследование узла связи колесной пары и рамы тележки в виде гидроблока с частотно-зависимой радиальной жесткостью и обоснование эффективности его применения на подвижном составе.

### Основная часть

Математическое описание поведения данного элемента соответствует расчетной схеме, представленной на рис. 3. Схема представляет собой параллельное соединение упругого элемента и элемента Максвелла (последовательное соединение жесткости и диссипации). Подобная математическая модель рассматривается авторами в работе [6] в качестве упруго-защищенного гидравлического гасителя колебаний в 1-й ступени рессорного подвешивания электровозов.

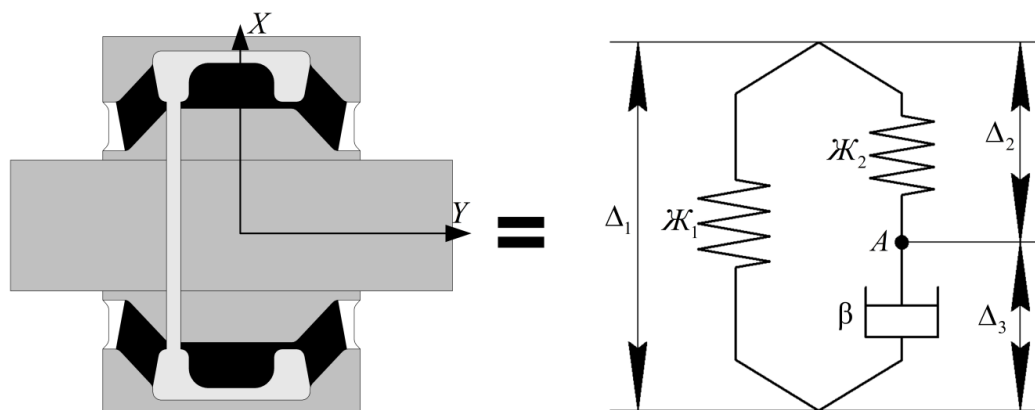


Рис. 3. Расчетная схема для моделирования работы гидроблока

Составим систему дифференциальных уравнений, позволяющую определить суммарную силу  $F_{\Sigma}$ , возникающую в узле, используя подходы, примененные при выводе формул для параллельного и последовательного соединения пружин, а также расчетную схему на рис. 3. Сила  $F_{\Sigma}$  определяется как сумма упругой силы  $F_{y1} = \mathcal{K}_1 \cdot \Delta_1$  и диссипативной силы  $F_{д3} = \beta \cdot \dot{\Delta}_3$ .

$$F_{\Sigma} = F_{y1} + F_{д3} = \mathcal{K}_1 \cdot \Delta_1 + \beta \cdot \dot{\Delta}_3, \quad (1)$$

где  $\Delta_1$  – перемещение между верхней и нижней точками схемы, м;  
 $\dot{\Delta}_3$  – скорость перемещения между нижней точкой схемы и точкой  $A$ , м/с;  
 $\mathcal{K}_1$  – жесткость первого упругого элемента, кН/м;  
 $\beta$  – коэффициент демпфирования диссипативного элемента, кНс/м.

В выражении (1) неизвестна величина  $\dot{\Delta}_3$ , можно выразить ее из следующего условия:

$$F_{y2} = F_{д3} = \mathcal{K}_2 \cdot \Delta_2 = \beta \cdot \dot{\Delta}_3,$$

где  $\Delta_2$  – перемещение между верхней точкой схемы и точкой  $A$ , м;  
 $\mathcal{K}_2$  – жесткость второго упругого элемента, кН/м.

Деформацию упругого элемента  $\Delta_2$  можно вычислить, используя следующее выражение:

$$\Delta_1 = \Delta_2 + \Delta_3,$$

$\Delta_3$  – перемещение между нижней точкой схемы и точкой  $A$ , м.

Запишем систему уравнений, решая которую можно найти силу  $F_{\Sigma}$ :

$$\begin{cases} F_{\Sigma} = \mathcal{K}_1 \cdot \Delta_1 + \beta \cdot \dot{\Delta}_3, \\ \mathcal{K}_2 \cdot \Delta_2 = \beta \cdot \dot{\Delta}_3, \\ \Delta_1 = \Delta_2 + \Delta_3. \end{cases} \quad (2)$$

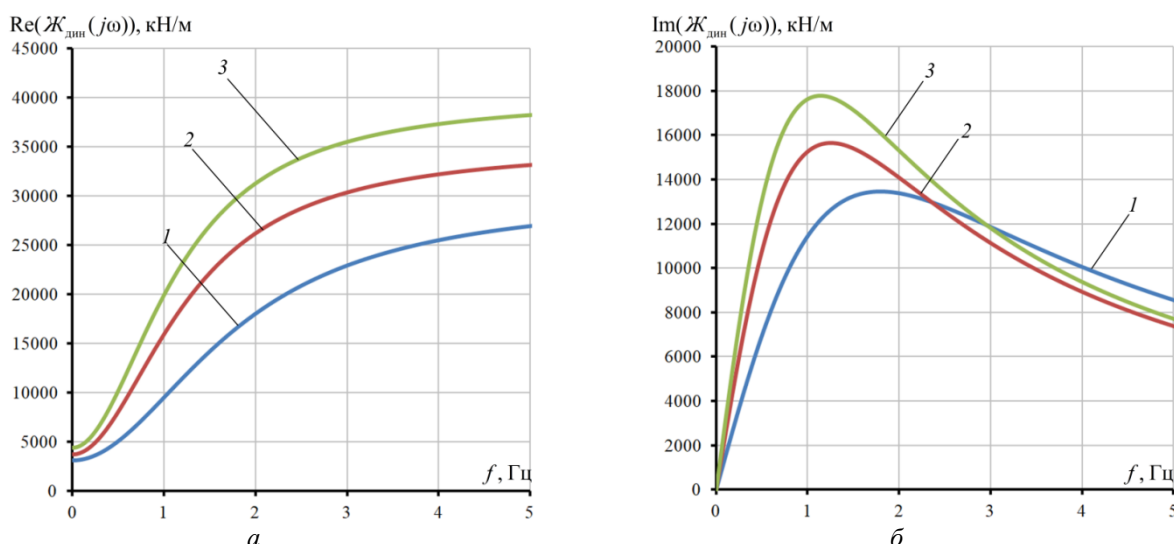
Упругие и диссипативные свойства такого комплекта можно найти на основе рассмотрения выражения эквивалентной динамической жесткости  $\mathcal{K}_{\text{дин}}(j\omega)$ , которую можно вычислить при решении системы уравнений (2) в частотной области по следующему выражению:

$$\mathcal{K}_{\text{дин}}(j\omega) = \mathcal{K}_1 + \frac{j\omega\beta \cdot \mathcal{K}_2}{j\omega\beta + \mathcal{K}_2}. \quad (3)$$

Для исследований в настоящей работе были приняты три комбинации параметров гидроблока, входящих в выражение (3), согласно реальным реализованным характеристикам гидроблока, а именно:

- 1)  $\mathcal{K}_1 = 3100$  кН/м,  $\mathcal{K}_2 = 26900$  кН/м,  $\beta = 2400$  кН/м;
- 2)  $\mathcal{K}_1 = 3700$  кН/м,  $\mathcal{K}_2 = 31300$  кН/м,  $\beta = 4000$  кН/м;
- 3)  $\mathcal{K}_1 = 4400$  кН/м,  $\mathcal{K}_2 = 35600$  кН/м,  $\beta = 5000$  кН/м.

Согласно принятым упруго-диссипативным параметрам были построены зависимости упругой и диссипативной составляющих динамической жесткости гидроблока в зависимости от частоты возмущения (рис. 4).



**Рис. 4. Упругая составляющая динамической жесткости модели гидроблока (а) и диссипативная составляющая динамической жесткости модели гидроблока (б):**

1 – при первой комбинации параметров; 2 – при второй комбинации параметров;  
3 – при третьей комбинации параметров

Графики динамической жесткости гидроблока в зависимости от частоты при принятых значениях жесткостей показывают, что вещественная составляющая динамической жесткости (рис. 4, а) плавно увеличивается с ростом частоты, а мнимая составляющая этой жесткости (рис. 4, б) плавно изменяется от нуля до максимального значения, а затем уменьшается снова до нуля.

Для численного исследования эффективности гидроблока с частотно-зависимой упруго-диссипативной характеристикой в качестве узла связи колесной пары и рамы тележки была использована модель моторного вагона скоростного электропоезда в программном комплексе «Универсальный механизм» (УМ), которая была ранее разработана и верифицирована автором статьи в работе [7]. Массово-инерционные и упруго-диссипативные параметры модели вагона электропоезда соответствуют одному из вариантов скоростного электропоезда ЭВС1 на 250 км/ч с коммерческим названием «Сапсан».

В данную модель электропоезда в 1-й ступени рессорного подвешивания (рис. 5) в продольном направлении, параллельно существующему упругому элементу, был добавлен элемент Максвелла – упруго-диссипативный элемент [8], в соответствии с расчетной схемой рассматриваемого узла (рис. 3). Жесткости связи колесной пары и рамы тележки по остальным направлениям остались без изменений (поперечная жесткость связи составляет 5000 кН/м).

На первом этапе исследовалась устойчивость движения экипажа с гидроблоком в 1-й ступени рессорного подвешивания. Для расчета критической скорости экипажа использовался модуль «Многовариантные расчеты», реализованный в УМ. При этом задается выборка исследуемых скоростей движения и контролируемые переменные – поперечные перемещения колесных пар. В результате расчета строится зависимость среднеквадратического отклонения (СКО) поперечных перемещений колесных пар от заданных скоростей движения [9].

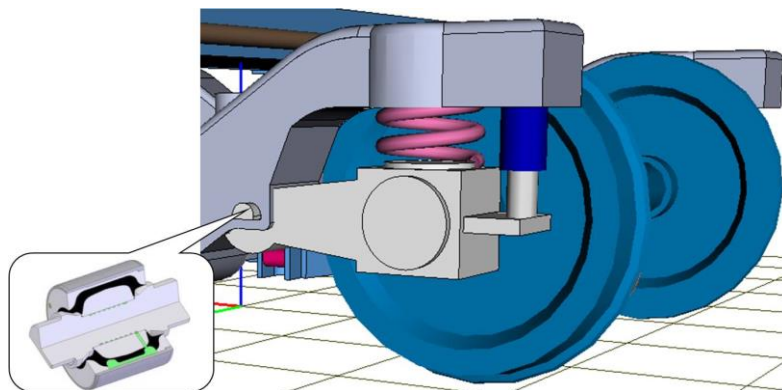


Рис. 5. Общий вид модели 1-й ступени рессорного подвешивания с гидроблоком в УМ

На рис. 6 видно, что критическая скорость экипажа для трех комбинаций параметров узла связи составила примерно 370 км/ч. Из этого можно сделать вывод, что гидроблок с принятыми параметрами обеспечивает устойчивость на высоких скоростях, аналогичную существующей конструкции связи колесной пары и рамы тележки электропоезда без гидроблока.

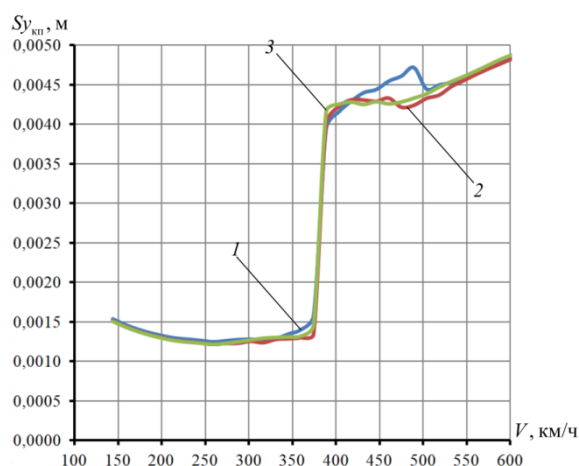
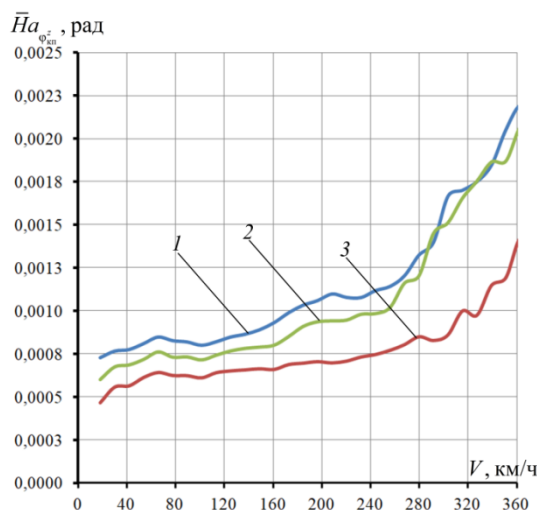


Рис. 6. Результаты исследования устойчивости движения:  
1 – при первой комбинации параметров; 2 – при второй комбинации параметров;  
3 – при третьей комбинации параметров

Далее получены зависимости от скорости движения средних значений абсолютных максимумов случайных процессов колебаний виляния первой колесной пары модели моторного вагона с гидроблоком и модели моторного вагона электропоезда без гидроблока (рис. 7). Очевидно, что при меньшей продольной жесткости узла связи колесной пары и рамы тележки колесная пара будет вилять интенсивней и с большей амплитудой. В модели электропоезда без гидроблока значение линейной продольной жесткости принималось равным 54000 кН/м, что значительно выше, чем значения динамической продольной жесткости гидроблока при соответствующих скоростях движения.

Для оценки эффективности применения гидроблока исследовалось движение в кривой с радиусом  $R = 650$  м, возвышением наружного рельса  $h_p = 120$  мм с постоянными скоростями движения 40, 60 и 80 км/ч. Оценивались реализации случайных процессов боковых сил  $Y_6$ , действующих в точках контакта колеса и рельса, угла набегания колесных пар  $\gamma_{кп}$ , а также показателя износа  $T_\gamma$ .

Угол набегания – это угол между осью набегающей колесной пары и нормалью к кривой в точке набегания. Угол набегания является одним из показателей, характеризующих степень износа поверхности катания колесной пары при движении в кривых участках пути. Чем меньше угол набегания, тем в большей степени колесная пара занимает радиальное положение в кривой, в идеальном случае, когда колесная пара занимает радиальное положение,  $\gamma_{\text{кп}} = 0$ . Близкого к нулю значения угла набегания возможно достичь за счет применения одноосных тележек либо за счет применения специальных механизмов рулевого управления колесной парой (РУКП).



**Рис. 7. Зависимость от скорости движения средних значений абсолютных максимумов случайного процесса колебаний виляния первой колесной пары при движении по прямой:**

1 – при первой комбинации параметров; 2 – при третьей комбинации параметров;  
3 – конструкция электропоезда-прототипа

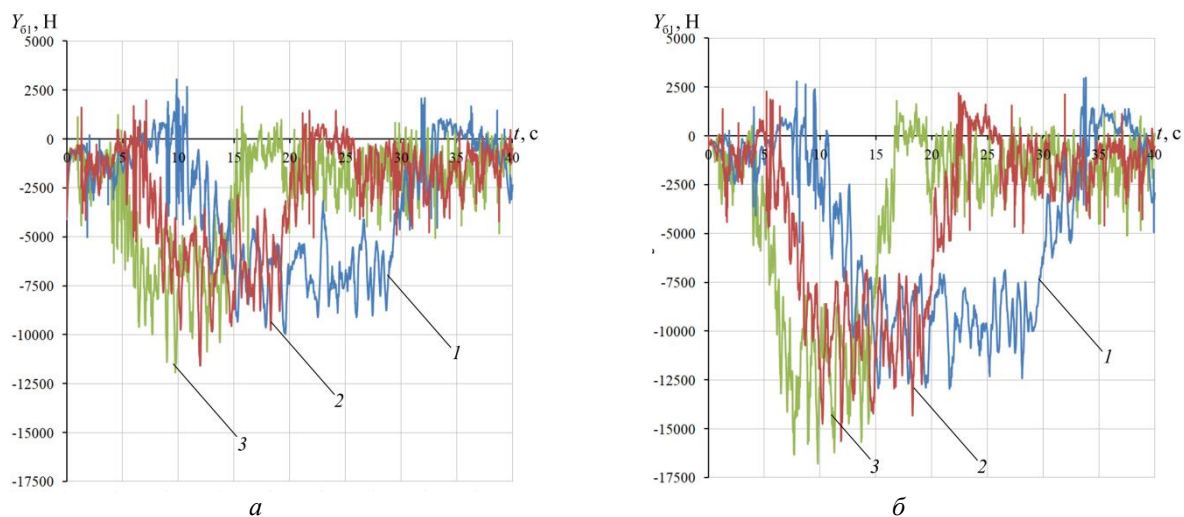
Износ колёс рельсового экипажа можно оценить путём анализа изменения показателя износа  $T_\gamma$ , который является встроенной переменной в УМ [10]. Параметр  $T_\gamma$  представляет собой рассеянную энергию между колесом и рельсом на пройденный метр пути и выражается в джоулях на метр или в ньютонах.  $T_\gamma$  определяется произведением касательной силы (силы Крива) и относительной скорости скольжения в точке контакта колеса по следующей формуле:

$$T_\gamma = T_x \xi_x + T_y \xi_y,$$

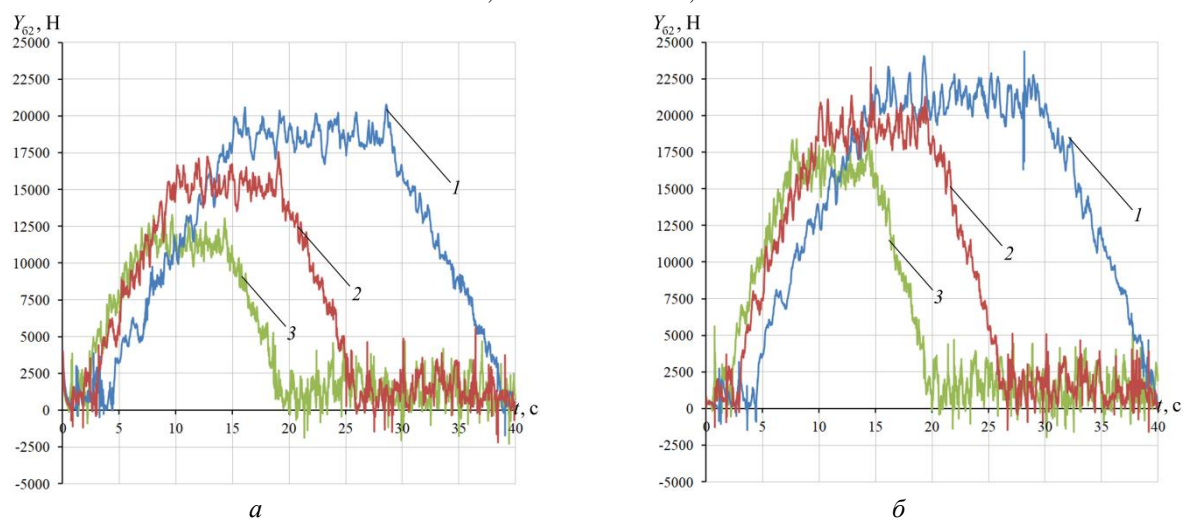
где  $T_x, T_y$  – продольная, поперечная касательные силы Крива в точке контакта колеса и рельса;

$\xi_x, \xi_y$  – продольная, поперечная относительные скорости скольжения в точке контакта колеса и рельса соответственно.

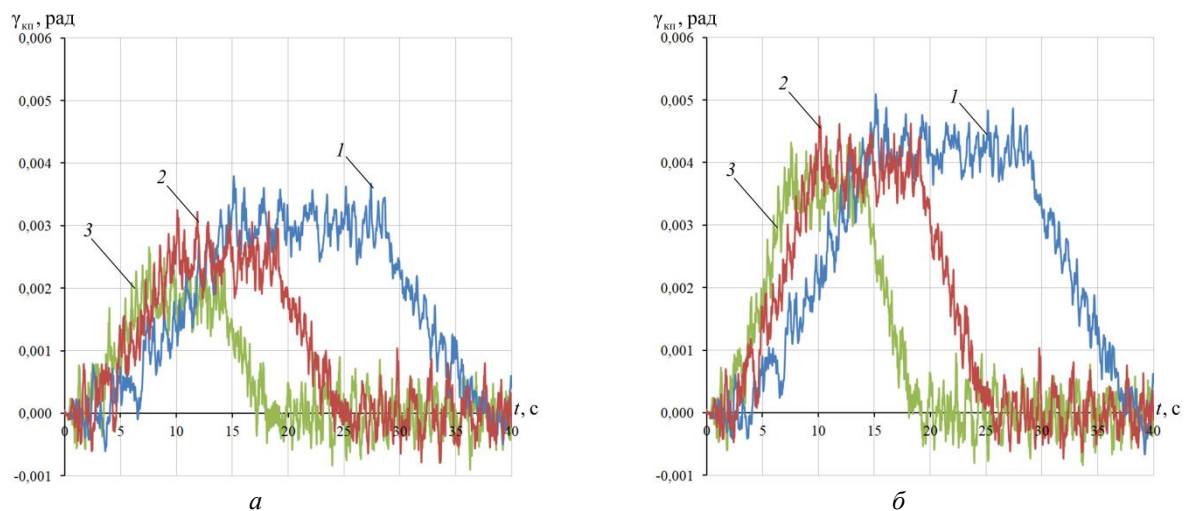
Сравнение реализаций случайных процессов при принятых параметрах для двух моделей экипажей при движении в кривой с  $R = 650$  м представлены на рис. 8–11. Согласно рис. 8–9 боковые силы экипажа без гидроблока выше, чем у электропоезда, оборудованного гидроблоком, примерно на 13–37 % в зависимости от скорости движения. Также, согласно рис. 10, наблюдается уменьшение угла набегания колесной пары, что свидетельствует о приближении колесной пары к радиальной установке по колее. Помимо этого, наблюдается значительное снижение показателя износа (рис. 11), примерно на 35–45 %.



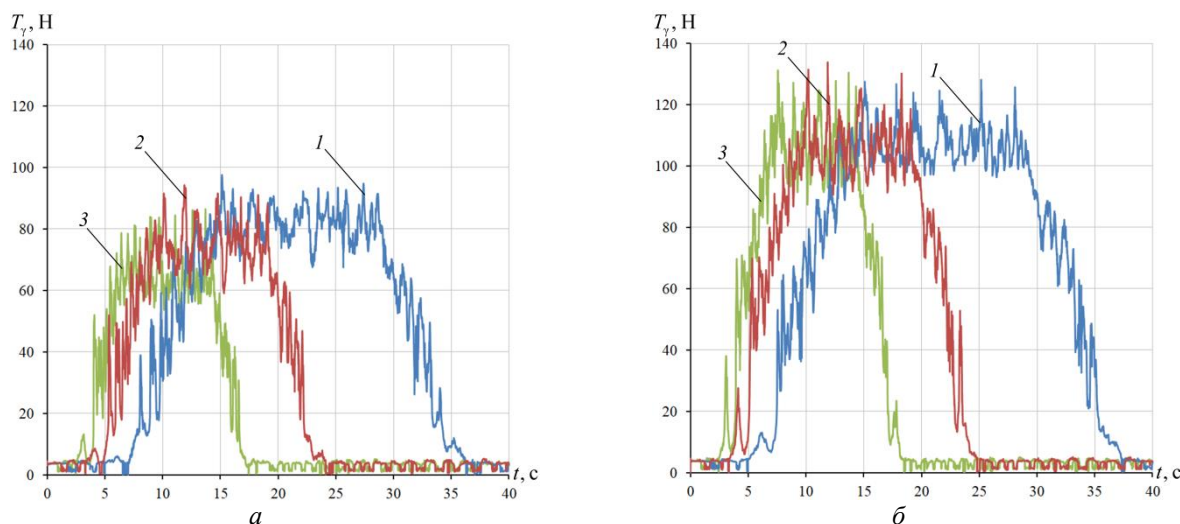
**Рис. 8.** Изменение боковой силы первой колесной пары, действующей на наружный рельс моторного вагона с гидроблоком (а) и моторного вагона без гидроблока (б):  
1 –  $V = 40$  км/ч; 2 –  $V = 60$  км/ч; 3 –  $V = 80$  км/ч



**Рис. 9.** Изменение боковой силы первой колесной пары, действующей на внутренний рельс моторного вагона с гидроблоком (а) и моторного вагона без гидроблока (б):  
1 –  $V = 40$  км/ч; 2 –  $V = 60$  км/ч; 3 –  $V = 80$  км/ч



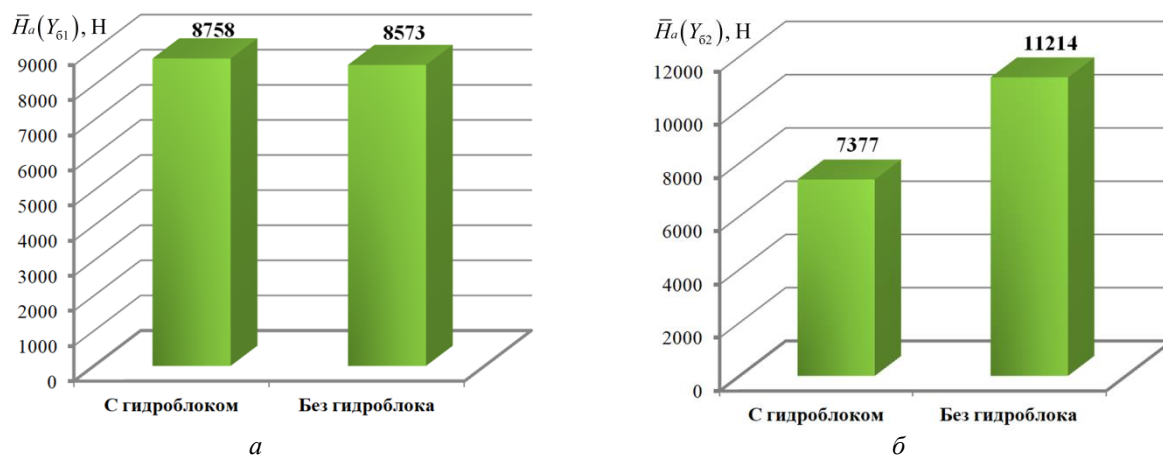
**Рис. 10.** Изменение угла набегания первой колесной пары моторного вагона с гидроблоком (а) и моторного вагона без гидроблока (б):  
1 –  $V = 40$  км/ч; 2 –  $V = 60$  км/ч; 3 –  $V = 80$  км/ч



**Рис. 11. Изменение показателя износа первой колесной пары моторного вагона с гидроблоком (а) и моторного вагона без гидроблока (б):**  
 1 –  $V = 40$  км/ч; 2 –  $V = 60$  км/ч; 3 –  $V = 80$  км/ч

Для скоростных и высокоскоростных магистралей кривые участки пути выполняются с большим радиусом. Поэтому выполнено исследование движения экипажа в кривой с радиусом  $R = 1500$  м, возвышением наружного рельса  $h_p = 140$  мм с постоянной скоростью движения 150 км/ч. Оценивались средние значения абсолютных максимумов случайных процессов вышерассмотренных параметров, сравнение для двух экипажей приведено в виде диаграмм на рис. 12–13.

Как видно на рис. 12, боковая сила, действующая на внутренний рельс, ниже на 34 % у экипажа с гидроблоком. Согласно рис. 13, а, углы набегания колесных пар рассматриваемых моделей экипажей практически равны. Согласно рис. 13, б, показатель износа колесной пары ниже у экипажа с гидроблоком на 39 % относительно экипажа без гидроблока. Таким образом, можно сделать вывод, что применение гидроблока в 1-й ступени рессорного подвешивания показывает свою эффективность как в кривых малого радиуса, так и большого радиуса.



**Рис. 12. Среднее значение абсолютных максимумов случайного процесса боковой силы первой колесной пары, действующей на наружный рельс (а) и действующей на внутренний рельс (б) при движении в кривой с  $R = 1500$  м и  $V = 150$  км/ч**

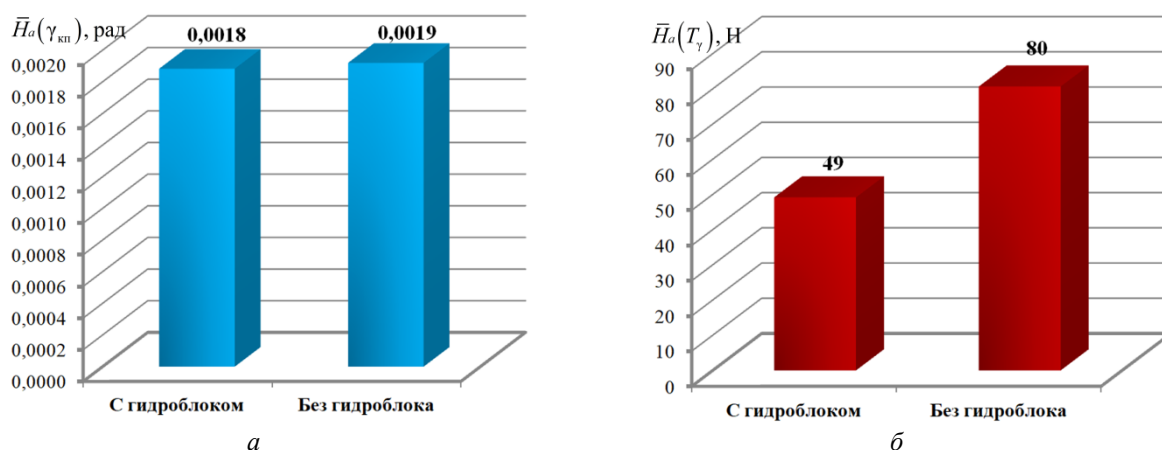


Рис. 13. Среднее значение абсолютных максимумов случайного процесса угла набегания (а) и показателя износа (б) первой колесной пары при движении в кривой с  $R = 1500$  м и  $V = 150$  км/ч

### Заключение

1 Конструкция гидроблока с частотно-зависимой характеристикой жесткости позволяет комбинировать низкие значения продольной жесткости при движении в кривых участках пути с высокими значениями продольной жесткости, необходимыми для устойчивости движения с высокой скоростью.

2 Снижение продольной жесткости связи колесной пары и рамы тележки приводит к увеличению поперечных и угловых перемещений колесной пары при движении по прямому участку пути, однако способствует значительному снижению боковых и рамных сил, а также показателя износа в кривых участках пути, что снижает износ поверхностей катания колеса и рельса.

3 Параметры гидроблока могут быть оптимизированы по трем параметрам: нижняя граница жесткости будет преобладающей при низкочастотном возмущении, верхняя граница жесткости преобладает при высоких частотах.

### Список литературы

1 Механическая часть тягового подвижного состава : учебник / И. В. Бирюков, А. Н. Савоськин, Г. П. Бурчак [и др.]; под ред. И. В. Бирюкова. – Москва : Альянс, 2013. – 439 с. – ISBN 978-5-91872-025-7.

2 Гарг, В. Динамика подвижного состава / В. Гарг, Р. В. Дуккипати ; пер. с англ. К. Г. Бомштейна ; под ред. Н. А. Панькина. – Москва : Транспорт, 1988. – 392 с. – ISBN 5-277-00226-X.

3 Высокоскоростные поезда «Сапсан» В1 и В2 : учебное пособие / под ред. А. В. Ширяева. – Москва : ОАО «Российские железные дороги», 2013. – 522 с. – ISBN 978-5-89035-737-3.

4 Hiensch, M. Improving track-friendliness of rolling stock / M. Hiensch, P. Wiersma. – IHNA – 2015. – Conference. – 9 p.

5 International Rail Vehicle Conference Dresden February 23 to 25, 2011, Session 21. Hydraulic axle link bearing (HALL) for a wide application in the rail vehicle sector. – URL: <https://pdfslide.net/business/2107-cordts-meier.html?page=35> (дата обращения: 20.12.2022).

6 Савоськин, А. Н. Применение упругозащищенного гидравлического гасителя колебаний в рес-

### References

1 Traction rolling stock hardware: textbook / I. V. Biryukov, A. N. Savos'kin, G. P. Burchak [et al.]; Reprinted I. V. Biryukov. – Moscow : AlyanS, 2013. – 440 p. – ISBN 978-5-91872-025-7.

2 Garg, V. Dynamics of Railway Vehicle Systems / V. Garg, R. V. Dukkupati; Transl. from Eng. by K. G. Bomshtein; edited by N. A. Pan'kin. – Moscow : Transport, 1988. – 392 p. – ISBN 5-277-00226-X.

3 Sapsan High-Speed Trains V1 and V2: textbook / Shiryayev A. V. (ed.). – Moscow : Russian Railways JSC, 2013. – 522 p. – ISBN 978-5-89035-737-3.

4 Hiensch, M. Improving track-friendliness of rolling stock / M. Hiensch, P. Wiersma. – IHNA – 2015. – Conference. – 9 p.

5 International Rail Vehicle Conference Dresden February 23 to 25, 2011, Session 21. Hydraulic axle link bearing (HALL) for a wide application in the rail vehicle sector. – URL: <https://pdfslide.net/business/2107-cordts-meier.html?page=35> (date of accessed: 12/20/2022).

6 Savoskin, A. N. Application of an elastic-protected hydraulic vibration dampener in spring suspension of locomotives / A. N. Savoskin,

сорном подвешивании локомотивов / А. Н. Савоскин, Н. С. Лавлинская, П. Ю. Иванов // Вестник ВНИИЖТ. – 2022. – № 2(81). – С. 134–147. – DOI 10.21780/2223-9731-2022-81-2-134-147.

7 Харитонов, А. В. Динамическая модель скоростного электропоезда и ее верификация / А. В. Харитонов // Известия Транссиба. – 2023. – № 2(54). – С. 29–42. – ISSN 2220-4245.

8 Руководство пользователя Universal mechanism 9. Механическая система как объект моделирования. – URL: [http://www.universal-mechanism.com/download/90/rus/02\\_um\\_technical\\_manual.pdf](http://www.universal-mechanism.com/download/90/rus/02_um_technical_manual.pdf) (дата обращения: 20.12.2022).

9 Руководство пользователя Universal mechanism 9. Моделирование динамики железнодорожных экипажей. – URL: [http://www.universal-mechanism.com/download/90/rus/08\\_um\\_loco.pdf](http://www.universal-mechanism.com/download/90/rus/08_um_loco.pdf) (дата обращения: 20.12.2022).

10 Руководство пользователя Universal mechanism 9. Программа моделирования. – URL: [http://www.universalmechanism.com/download/90/rus/04\\_um\\_simulation\\_program.pdf](http://www.universalmechanism.com/download/90/rus/04_um_simulation_program.pdf) (дата обращения: 20.12.2022).

N. S. Lavlinskaya, P. Y. Ivanov // Russian railway science journal. – 2022. – No. 2(81). – P. 134–147. – DOI 10.21780/2223-9731-2022-81-2-134-147.

7 Kharitonov, A. V. Dynamic model of a high-speed electric train and its verification / A. V. Kharitonov // Journal of Transsib Railway Studies. – 2023. – No. 2(54). – P. 29–42. – ISSN 2220-4245.

8 Universal Mechanism 9. Mechanical system as a modeling object. – URL: [http://www.universal-mechanism.com/download/90/rus/02\\_um\\_technical\\_manual.pdf](http://www.universal-mechanism.com/download/90/rus/02_um_technical_manual.pdf) (date of access: 12.20.2022).

9 Universal Mechanism 9 User Manual. Railway Cab Vehicle Dynamic Simulation. – URL: [http://www.universalmechanism.com/download/90/rus/08\\_um\\_loco.pdf](http://www.universalmechanism.com/download/90/rus/08_um_loco.pdf) (date of access: 12.20.2022).

10 Universal Mechanism 9 Simulation program. URL: [http://www.universalmechanism.com/download/90/rus/04\\_um\\_simulation\\_program.pdf](http://www.universalmechanism.com/download/90/rus/04_um_simulation_program.pdf) (date of access: 12.20.2022).

*A. V. Kharitonov, E. K. Rybnikov*

#### THE POSSIBILITY OF USING A HYDROBLOCK WITH A FREQUENCY-DEPENDENT ELASTIC-VISCOUS CHARACTERISTIC IN A HORIZONTAL COUPLING UNIT OF A WHEELSET AND A TROLLEY FRAME

**Abstract.** The paper considers the possibility of using a axle lever with a trolley frame of a high-speed electric train in the communication node instead of a traditional rubber-metal hinge with a conditionally constant longitudinal stiffness - a hydroblock having a frequency-dependent characteristic of radial horizontal stiffness. This design of the hydroblock allows you to combine low values of longitudinal stiffness when moving in curved sections of the track with high values of longitudinal stiffness necessary for stability of movement at high speed. With an increase in the speed of movement of the railway crew, the frequency of horizontal vibrations of the wheelset increases, which leads to an increase in the dynamic rigidity of the hydroblock and ensuring a high critical speed of the crew. On the contrary, movement in curved sections of the track is carried out with lower movement speeds and vibration frequencies of the wheelset. The selection of optimal parameters of the hydroblock makes it possible to provide both a high margin of stability and a decrease in the angle of approach of the wheelset when driving in curved sections of the track, and as a result, a decrease in wear on the surfaces of the wheel and rail.

**Keywords:** mathematical modeling, hydroblock, high-speed electric train, dynamic rigidity, universal mechanism.

**For citation:** Kharitonov, A. V. The possibility of using a hydroblock with a frequency-dependent elastic-viscous characteristic in a horizontal coupling unit of a wheelset and a trolley frame / A. V. Kharitonov, E. K. Rybnikov // Vestnik Rostovskogo Gosudarstvennogo Universiteta Putey Soobcheniya. – 2023. – No. 3. – P. 204–214. – DOI 10.46973/0201-727X\_2023\_3\_204.

**Сведения об авторах****Харитонов Антон Витальевич**

Проектно-конструкторско-технологическое  
бюро по нормированию – филиал ОАО «РЖД»,  
ведущий технолог отдела ОНлок,

Российский университет транспорта (РУТ (МИИТ)),  
кафедра «Электропоезда и локомотивы»,  
аспирант,  
e-mail: anton.har@mail.ru

**Рыбников Евгений Константинович**

Российский университет транспорта  
(РУТ (МИИТ)),  
кафедра «Электропоезда и локомотивы»,  
кандидат технических наук, профессор,  
e-mail: rek40@mail.ru

**Information about the authors****Kharitonov Anton Vitalievich**

Design and Technological Bureau for Rationing  
– Branch of RZD «Russian Railways»,  
Leading Technologist of the ONlok Department,

Russian University of Transport (RUT (MIIT)),  
Chair «Electric Trains and Locomotives»,  
Postgraduate Student,  
e-mail: anton.har@mail.ru.

**Rybnikov Evgeny Konstantinovich**

Russian University of Transport (RUT (MIIT)),  
Chair «Electric Trains and Locomotives»,  
Candidate of Engineering Sciences, Professor,  
e-mail: rek40@mail.ru