

Гидравлическая стабилизация крена вагона

О.Л. Маломыжев¹✉, Д.О. Маломыжев¹, С.В. Павлов², А.Г. Семенов³

¹Иркутский государственный университет путей сообщения, г. Иркутск, Российская Федерация

²ООО «ПетроРемСтрой», г. Санкт-Петербург, Российская Федерация

³Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, г. Санкт-Петербург, Российская Федерация

✉olm@bk.ru

Резюме

В процессе движения железнодорожного вагона неизбежно возникают боковые силы, обусловленные движением в кривой, наличием бокового ветра, рысканием тележки вагона и т.д. Такие силы вызывают крен или боковую качку вагона, что влияет на его устойчивость, приводят к циклически изменяющимся по величине нагрузкам на все элементы, могут перемещать расположенный в вагоне груз, а также вызывать дискомфорт у пассажиров. Наиболее выражены описанные проявления у скоростных поездов и двухэтажных пассажирских вагонов. В настоящее время для снижения крена и боковой качки используют торсионные стабилизаторы поперечной устойчивости, обеспечивающие в достаточной мере поставленные перед ними задачи. При этом торсионные стабилизаторы не лишены недостатков, к основным из которых следует отнести упругую закрутку торсиона, неизбежно вызывающую возникновение частичного крена вагона под действием боковой силы, а также невозможность регулирования момента сопротивления крену в зависимости от степени загрузки вагона. Современная тенденция роста скоростей движения пассажирских и грузовых поездов требует повышения уровня стабилизации крена с допустимостью регулирования стабилизатора. В статье рассматривается альтернативная торсионной гидравлическая система стабилизации крена вагона, обеспечивающая большую эффективность, позволяющая автоматически изменять момент сопротивления крену вагона с учетом его загрузки. Дополнительные возможности гидравлической стабилизации крена вагона создают предпосылки для ее применения на современных скоростных поездах.

Ключевые слова

железная дорога, вагон, крен вагона, стабилизация поперечной устойчивости, скоростные поезда, боковая сила, боковая качка вагона

Для цитирования

Гидравлическая стабилизация крена вагона / О.Л. Маломыжев, Д.О. Маломыжев, С.В. Павлов, А.Г. Семенов // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2024. № 2 (82). С. 35–43. DOI 10.26731/1813-9108.2024.2(82).35-43.

Информация о статье

поступила в редакцию: 09.04.2024 г.; поступила после рецензирования: 15.04.2024 г.; принята к публикации: 17.04.2024 г.

Hydraulic stabilization of the wagon heeling

O.L. Malomyzhev¹✉, D.O. Malomyzhev¹, S.V. Pavlov², A.G. Semenov³

¹Irkutsk State Transport University, Irkutsk, the Russian Federation

²PetroRemStroi LLC, Saint Petersburg, the Russian Federation

³Peter the Great Saint Petersburg Polytechnic University, Saint Petersburg, the Russian Federation

Abstract

In the process of moving a railway carriage, lateral forces inevitably arise due to movement in a curve, the presence of a crosswind, yawing of the carriage trolley, and others. Such forces cause, respectively, a roll or lateral rocking of the wagon, which affects its stability, causes cyclically varying loads on all elements, can move the cargo located in the wagon, and also cause discomfort to passengers. The description is most pronounced for high-speed trains and double-decker passenger wagons. Currently, torsion bar stabilizers are used to reduce roll and lateral pitching, which sufficiently ensure the tasks assigned to them. At the same time, torsion stabilizers are not without their faults, the main ones of which include the elastic torsion twist, which inevitably causes the occurrence of a partial roll of the wagon under the influence of lateral force, as well as the inability to regulate the moment of roll resistance depending on the degree of loading of the wagon. The current trend of increasing the speeds of passenger and freight trains requires increasing the levels of stabilization of the crane, with the possibility of adjusting the stabilizer. The article considers an alternative torsion hydraulic system for stabilizing the roll of the wagon, which provides greater efficiency, allowing to automatically change the moment of resistance to the roll of the wagon, depending on the degree of its loading. Additional possibilities of hydraulic roll stabilization of the carriage provide the prospect of its application on modern high-speed trains.

Keywords

railway, wagon, roll of the wagon, stabilization of lateral stability, high-speed trains, lateral force, lateral rolling of the wagon

For citation

Malomyzhev O.L., Malomyzhev D.O., Pavlov S.V., Semenov A.G. Gidravlicheskaya stabilizatsiya krena vagona [Hydraulic stabilization of the wagon heeling]. *Sovremennye tekhnologii. Sistemnyi analiz. Modelirovanie* [Modern Technologies. System Analysis. Modeling], 2024, no. 2(82), pp. 35–43. DOI: 10.26731/1813-9108.2024.2(82).35-43.

Article info

Received: April 9, 2024; Revised: April 15, 2024; Accepted: April 17, 2024.

Введение

Для обеспечения плавности хода вагона в его ходовой части используют упругие элементы, расположенные между его кузовом и частью подвески, непосредственно взаимодействующей с рельсами и копирующей все имеющиеся неровности. Наиболее распространенными упругими элементами являются листовые рессоры, пружины, торсионы, пневматические рессоры. В зависимости от типа упругого элемента может потребоваться использование направляющего аппарата подвески, исключающего перемещение кузова в ненужных направлениях (влево, вправо, вперед и пр.) [1, 2]. На рис. 1 представлена схема подвески вагона.

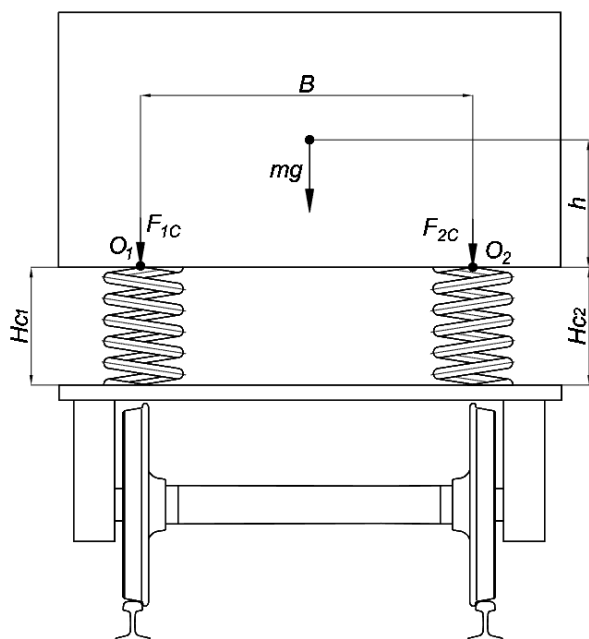


Рис. 1. Схема подвески вагона:

h – высота расположения центра тяжести относительно верхней части упругих элементов;
 B – расстояние между осями упругих элементов

Fig. 1. Wagon suspension scheme:

h – the height of the center of gravity relative to the upper part of the elastic elements;
 B – the distance between the axes of the elastic elements

В данном случае упругими элементами являются пружины. Для пояснения работы стабилизатора поперечной устойчивости вагона нет принципиальной разницы, какие упругие элементы используются. Также для упрощения пояснительных рисунков на схеме не изображены направляющие элементы и гасители колебаний. Данные элементы никак не связаны с работой стабилизатора поперечной устойчивости.

При неподвижном состоянии вагона, а также при прямолинейном движении по идеальному пути на каждый из упругих элементов действует сила:

$$F_{c_1} = F_{c_2} = \frac{mg}{2},$$

где m – подрессоренная масса вагона; g – ускорение силы тяжести [3].

В таком состоянии каждый упругий элемент будет иметь длину:

$$H_{c_1} = H_{c_2} = H_{св} - \frac{mg}{2} \cdot \frac{1}{k},$$

где $H_{св}$ – длина упругого элемента в свободном состоянии (без нагрузки); k – жесткость упругого элемента.

Если в процессе движения вагона появятся изменяющиеся по величине боковые силы, то подрессоренная масса может начать раскачиваться.

Для исключения эффекта раскачивания в подвесках применяют фрикционные и гидравлические гасители колебаний. В данном примере работа гасителей колебаний рассматриваться не будет. Условно считается, что они отсутствуют в подвеске.

Если в процессе движения на подрессоренную массу будет действовать боковая сила F_b , обусловленная либо центростремительным ускорением при движении в кривой, либо боковым ветром, либо извилистым движением колесных пар на прямых участках, то это вызовет изменение сил, действующих на упругие элементы (рис. 2).

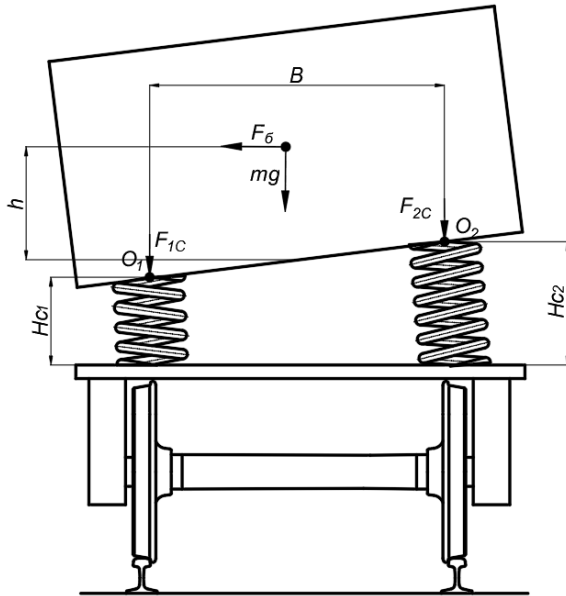


Рис. 2. Расположение кузова вагона под действием боковой силы

Fig. 2. The location of the wagon body under the influence of lateral force

Таким образом, на упругий элемент 1 будет действовать сила $\sum F_1 = F_{c1} + F_6 \cdot h/B$, а на упругий элемент 2 – $\sum F_2 = F_{c2} - F_6 \cdot h/B$ [3–5].

Изменение сил, действующих на пружины, вызовет изменение их длины: увеличение силы, действующей на левую пружину, уменьшит ее длину, а уменьшение силы, действующей на правую пружину, вызовет увеличение ее длины. В итоге происходит наклон (крен) подрессоренной массы – кузова вагона.

Для уменьшения крена используют устройства с изменяемой жесткостью упругих элементов. Примером такого устройства являются пневматические рессоры, применяемые на скоростных поездах («Сапсан», «Ласточка») и двухэтажных вагонах [6, 7]. Известно, что жесткость пневматического упругого элемента (рессоры) зависит от внутреннего давления воздуха. В перечисленных поездах используются устройства автоматической регулировки давления в пневморессорах. При возникновении боковой силы F_6 и сопутствующего крена вагона (см. рис. 2) происходит дополнительное наполнение левой пневморессоры сжатым воздухом и увеличение в ней внутреннего давления (т.е. увеличение жесткости), одновременно с этим в правой пневморессоре происходит снижение давления воздуха (уменьшение жесткости). В итоге длины пневморессор компенсируются и крен кузова уменьшается.

Практический опыт эксплуатации систем стабилизации поперечной устойчивости кузова путем изменения жесткости пневматических упругих элементов показал их недостаточную эффективность, обусловленную инерционностью системы (изменение внутреннего давления воздуха в пневматических упругих элементах протекает относительно долго). Этот недостаток потребовал применения дополнительных устройств, препятствующих крену кузова [8–11].

Целью данной статьи является конструктивное предложение совершенствования системы стабилизации поперечной устойчивости вагонов, обеспечивающей автоматическое изменение момента сопротивления крену вагона в зависимости от степени его загрузки и, соответственно, возможности увеличения скоростей движения поездов.

Анализ задачи

Одним из наиболее распространенных устройств стабилизации поперечной устойчивости вагонов является торсионный стабилизатор [12–14]. Жесткость торсионного стабилизатора – постоянная величина и не зависит от режимов движения вагона, а также от степени его загрузки. Несмотря на недостатки торсионного стабилизатора, он занимает лидирующее место как в автомобильном, так и в железнодорожном транспорте вследствие его относительной простоты в изготовлении и низкой стоимости.

Торсионный стабилизатор устанавливается между подрессоренной и неподдресоренной массами вагона (рис. 3).

При возникновении нагрузки в вертикальной плоскости (рис. 4) происходит поворот амортизатора вокруг своей оси вращения, и он не оказывает никакого влияния на работу подвески.

При возникновении боковой силы F_6 , вызывающей крен кузова (рис. 5), левый кронштейн крепления торсиона к подрессоренной части кузова вагона перемещается вниз, а его левый край остается практически на той же высоте, что и до возникновения боковой силы. Так как торсион представляет собой единую конструкцию, его правый кронштейн также стремится переместиться вниз, приближая значения к равенству $H_{c1} \approx H_{c2}$ (сохранить кузов в горизонтальном положении) [15–17].

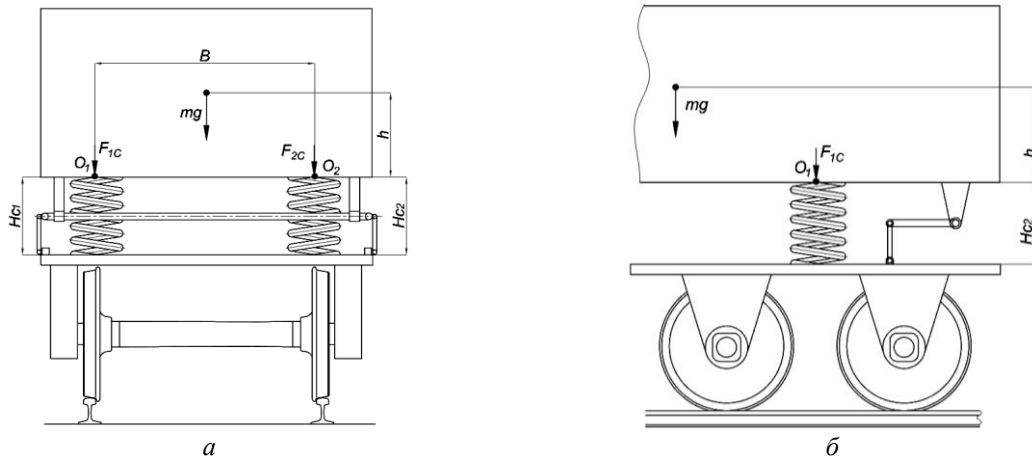


Рис. 3. Торсионный стабилизатор:

а – вид спереди; б – вид сбоку

Fig. 3. Torsion stabilizer:

а – front view; б – side view

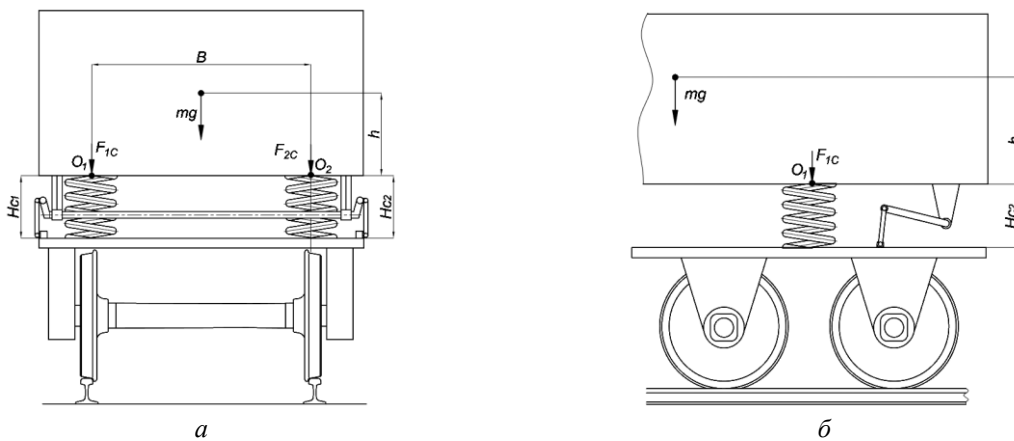


Рис. 4. Торсионный стабилизатор при воздействии вертикальной нагрузки:

а – вид спереди; б – вид сбоку

Fig. 4. Torsion stabilizer under the influence of vertical load:

а – front view; б – side view

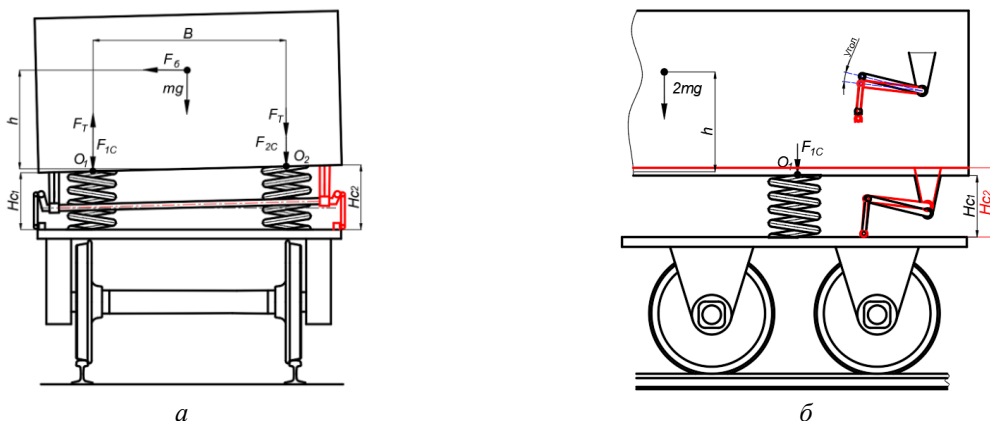


Рис. 5. Торсионный стабилизатор при воздействии боковой нагрузки:

а – вид спереди; б – вид сбоку

Fig. 5. Torsion stabilizer under the influence of lateral load:

а – front view; б – side view

Фактически в точке O_1 возникает дополнительная сила F_T , направленная вверх, обусловленная необходимостью закручивания торсиона и препятствующая сжатию левой пружины. Одновременно торсион создает своим правым краем в точке O_2 силу F_T , направленную вниз и препятствующую увеличению длины правой пружины. Нетрудно отметить, что сила F_T возникает только в процессе закручивания торсиона и пропорциональна углу закручивания последнего (см. рис. 5). Таким образом, при применении торсиона с абсолютной жесткостью крен кузова практически будет отсутствовать. Соответственно, чем меньше жесткость торсиона, тем больше угол крена. В то же время можно отметить, что при увеличении загрузки вагона и прочих равных условиях, в том числе постоянной жесткости торсиона, крен вагона будет увеличиваться. На сегодняшний день для стабилизации поперечной устойчивости вагонов используют торсионы с жесткостью, обеспечивающей допустимый крен вагона. В итоге упругие свойства торсионного стабилизатора поперечной устойчивости являются скорее его недостатком, чем достоинством.

Для устранения недостатков торсионного стабилизатора поперечной устойчивости допустимо применение гидравлического стабилизатора поперечной устойчивости [18] (никакого отношения к гидравлическим гасителям колебаний он не имеет и упругие элементы подвески также к нему никак не относятся).

На рис. 6 представлена схема стабилизации поперечной устойчивости кузова вагона с применением гидравлического стабилизатора.

Гидравлический стабилизатор поперечной устойчивости представляет собой два гидравлических цилиндра двойного действия, установленных между подрессоренной и непрорессоренной массами вагона таким образом, что их штоки шарнирно соединены с подрессоренной массой, а корпуса цилиндров – с непрорессоренной массой.

Цилиндры гидравлически связаны между собой так, что подпоршневая полость каждого связана с надпоршневой полостью соседнего. В рассматриваемом примере пренебрегаем объемом, который занимает шток поршня в надпоршневой полости (компенсацию объема штока можно обеспечить включением в гидросистему дополнительного компенсационного цилиндра). Из рис. 6 видно, что при равномерном увеличении нагрузки на оба упругих элемента, поршни обоих цилиндров переместятся на равное расстояние и вытеснят одинаковые объемы жидкости в надпоршневые пространства противоположных цилиндров. В итоге гидравлический стабилизатор, подобно торсионному, не будет оказывать какого-либо влияния на работу упругих элементов. При возникновении боковой силы наиболее нагруженный цилиндр будет выталкивать объем жидкости из подпоршневой полости в надпоршневую противоположного цилиндра и вызывать тем самым синхронное перемещение его поршня и штока

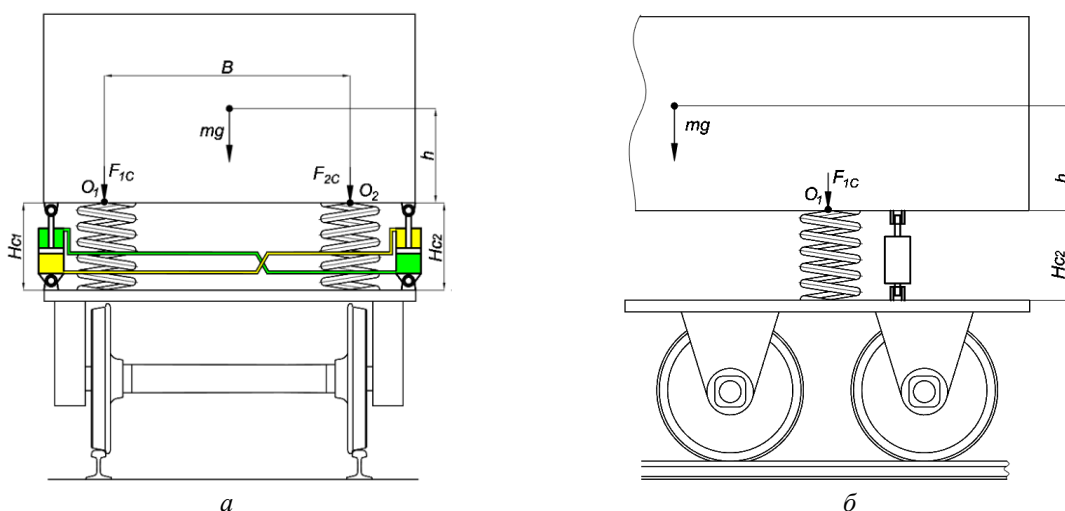


Рис. 6. Гидравлический стабилизатор:

a – вид спереди; b – вид сбоку

Fig. 6. Hydraulic stabilizer:

a – front view; b – side view

вниз. При этом, если считать жидкость несжимаемой, крен кузова возникать не будет [19]. Иначе говоря, рассматриваемая система будет вести себя аналогично торсионному стабилизатору с абсолютной жесткостью.

Таким образом, гидравлический стабилизатор поперечной устойчивости не имеет недостатка, присущего торсионному – скручиваемости. Дополнительно гидравлический стабилизатор поперечной устойчивости не имеет громоздкого торсиона, требующего наличия кронштейнов со сложными шарнирами для его крепления и возможности поворота в двух плоскостях.

Способы применения гидравлического стабилизатора поперечной устойчивости вагона

Для решения поставленной задачи проведен анализ работы гидроцилиндров двойного действия различных конструкций.

На рис. 7 изображен цилиндр, у которого при перемещении штока из полости, куда движется поршень, выталкивается объем жидкости, равный увеличению объема полости, из которой выдвигается поршень. Соответственно, два таких цилиндра можно связать путем соединения штоковой полости каждого из цилиндров с бесштоковой полостью другого.

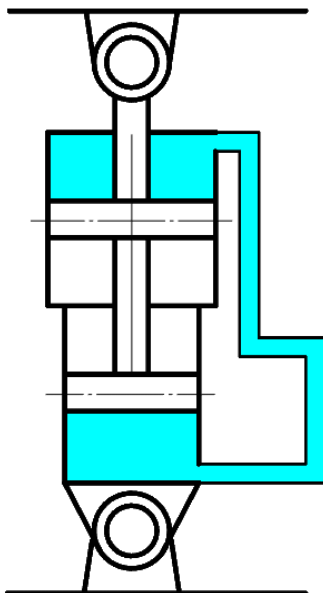


Рис. 7. Гидроцилиндр с равными активными площадями поршней
Fig. 7. Hydraulic cylinder with equal active areas of pistons

На рис. 8 изображен цилиндр, шток которого переместить, например, вниз невозможно, так как объем вытолкнутой жидкости из бесштоковой полости будет больше высвободившегося объема в штоковой полости. Для возможности перемещения штока вниз необходима емкость, в которую будет выталкиваться избыток жидкости. Схема, обеспечивающая подвижность цилиндра (рис. 8), приведена на рис. 9. На ней появился компенсационный цилиндр.

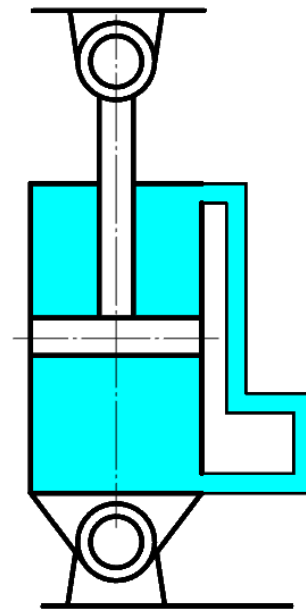


Рис. 8. Гидроцилиндр с разными активными площадями поршней
Fig. 8. Hydraulic cylinder with different active areas of pistons

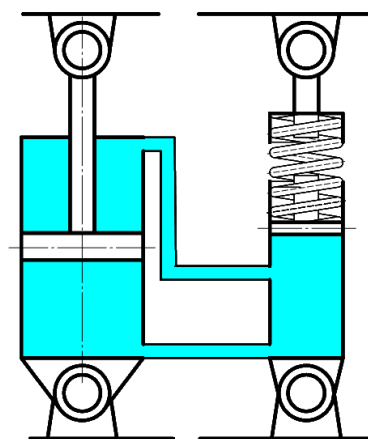


Рис. 9. Гидроцилиндр с разными активными площадями поршней и компенсационным цилиндром
Fig. 9. Hydraulic cylinder with different active areas of pistons and a compensation cylinder

Гидравлический стабилизатор с максимальной жесткостью, ограниченной только величиной объемной упругости жидкости, представлен на рис. 10.

Недостатком такой конструкции является сложность ее изготовления, а также отсутствие возможности получения чрезмерно большой жесткости.

Для связи двух гидроцилиндров двустороннего действия, имеющих разные активные площади поршней, необходимо использовать компенсационные цилиндры с двумя независимыми объемами, обеспечивающими компенсацию объемов штоковой и бесштоковой полостей при перемещении поршня (рис. 11).

При возникновении крена вагона жидкость из бесштоковой полости основного гидро-

цилиндра выталкивается в штоковую полость противоположного цилиндра, при этом избыток жидкости поступает в полость компенсационного цилиндра, сжимая пружину. В данном случае сила предварительного сжатия пружины будет зависеть и от величины загрузки вагона, что автоматически обеспечит изменение величины сопротивления крена вагона.

Заключение

Применение гидравлических систем стабилизации поперечной устойчивости вагонов позволит получить большую эффективность по сравнению с существующими (торсионными) – не только меньшую величину крена, но и крен необходимой величины, а также возможность автоматически изменять момент сопротивления

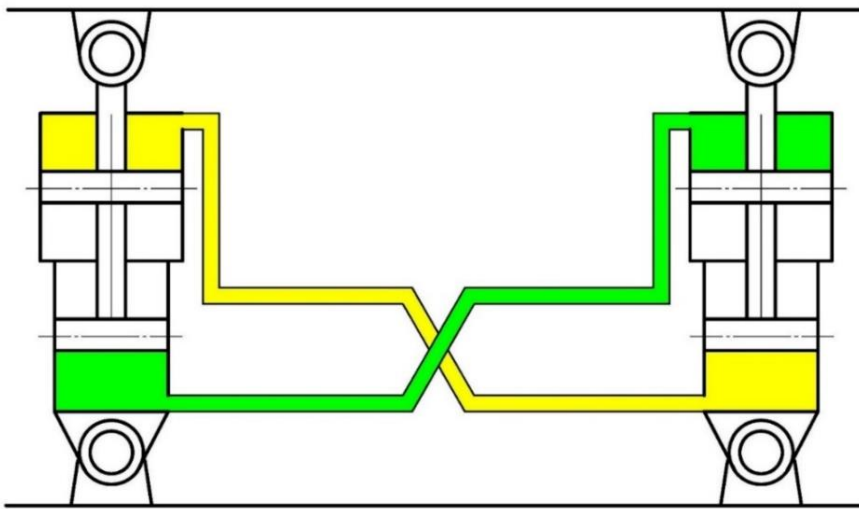


Рис. 10. Гидравлический стабилизатор максимальной жесткости
Fig. 10. Hydraulic stabilizer of maximum rigidity

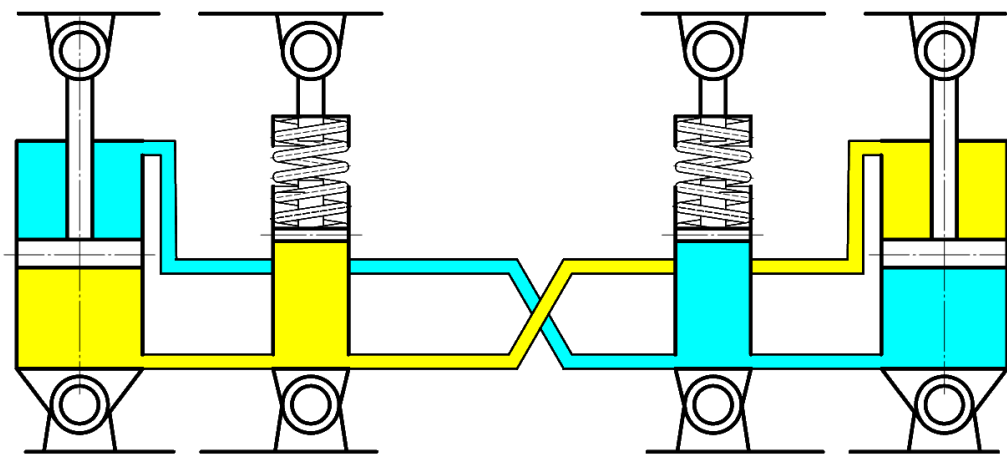


Рис. 11. Гидравлический стабилизатор с компенсационными цилиндрами
Fig. 11. Hydraulic stabilizer with compensation cylinders

крену вагона в зависимости от его загрузки.

Дополнительные преимущества гидравлической стабилизации крена вагона создадут

предпосылки для ее применения на современных скоростных поездах, а также позволят повысить скорости движения грузовых поездов.

Список литературы

1. Лукин В.В., Анисимов П.С., Федосеев Ю.П. Вагоны : общий курс. М. : Маршрут, 2004. 424 с.
2. Кузьмич Л.Д., Кост Е.Л., Завт С.И. Двухэтажные пассажирские вагоны : обзор. М. : НИИ Информтяжмаш, 1978. 36 с.
3. Вершинский С.В., Данилов В.Н., Хусидов В.Д. Динамика вагона. М. : Транспорт, 1991. 360 с.
4. Никитин Г.С., Тинт Наинг Вин. Результаты динамического моделирования поперечной устойчивости малотоннажного фургона при криволинейном движении // Науч.-техн. вестн. Брянск. гос. ун-та. 2022. № 4. С. 322–329.
5. Кравец В.Н. Теория автомобиля. Нижний Новгород : Нижегород. гос. техн. ун-т им. Р.Е. Алексеева, 2013. 413 с.
6. Скоростной электропоезд ЭС1 «Ласточка» / А.Ю. Слизов, А.Г. Брагин, В.О. Иващенко и др. М. : Автограф, 2015. 236 с.
7. Лебедев В.А. Обоснование технических решений конструкции двухэтажного пассажирского вагона : дис. ... канд. техн. наук. М., 2017. 178 с.
8. Оценка безопасности движения двухэтажного пассажирского вагона методом математического моделирования / В.А. Лебедев, В.В. Кобищанов, Д.Я. Антипин и др. // Вестн. Брянск. гос. техн. ун-та. 2014. № 4 (44). С. 24–27.
9. О принятии технических регламентов Таможенного союза «О безопасности железнодорожного подвижного состава», «О безопасности высокоскоростного железнодорожного транспорта» и «О безопасности инфраструктуры железнодорожного транспорта» : решение комиссии Таможенного союза № 710 от 15.07.2011 (в ред. 30.03.2023). Доступ из справ.-прав. системы АСПИЖТ в локал. сети.
10. Рожкова Е.А., Астафьева А.Н., Баранова Т.А. Анализ устойчивости вагона от опрокидывания при движении в кривых участках пути различного радиуса // Молодая наука Сибири. 2020. № 2 (8). С. 62–67.
11. Конторщиков С.В. Разработка стабилизатора поперечной устойчивости регулируемой жесткости для спортивного автомобиля класса «Формула студент» // Студенческие инженерные проекты : сб. материалов и докл. VI Всерос. форума. М., 2020. С. 75–81.
12. Пат. Рос. Федерация 2318678. Гидравлическая система стабилизации поперечной устойчивости транспортного средства / С.С. Якубов, Б.Е. Буртаков, Ф.З. Кабиров, и др. № 2006128530/11 ; заявл. 04.08.2006 ; опубл. 10.03.2008, Бюл. № 7. 7 с.
13. Пат. Рос. Федерация 2329159. Система стабилизации поперечной устойчивости транспортного средства / С.С. Якубов, Б.Е. Буртаков, Ф.З. Кабиров, и др. № 2006143514/11 ; заявл. 07.12.2006 ; опубл. 20.07.2008, Бюл. № 20. 6 с.
14. Попов А.В., Горбунов А.А. Выбор типа активной системы стабилизации поперечной устойчивости при проектировании автомобильных транспортных средств // Современные научные исследования и инновации. 2016. № 8 (64). С. 72–78.
15. Невзоров Л.Л., Свиридов Е.В. Автоматическая система поперечной стабилизации военных колесных машин // Междунар. студенч. науч. вестник. 2016. № 3-2. С. 206–207.
16. Мехонин О.Н., Щеткин Р.В., Пугин К.Г. Оценка влияния смещения ребер опрокидывания при крене поддрессо-ренных элементов конструкции базовых шасси автомобильных кранов-манипуляторов на значение коэффициента грузовой устойчивости // Техника и технология транспорта. 2019. № S (13). URL: <http://transport-kgasu.ru/files/N13-17TKR19.pdf> (Дата обращения 02.04.2024).
17. Лозин А.В., Павлов С.В., Семенов А.Г. Модернизация торсионного узла стабилизатора поперечной устойчивости кузова железнодорожного вагона // Инновационная железная дорога. Новейшие и перспективные системы обеспечения движения поездов. Проблемы и решения : сб. ст. V Междунар. науч.-практ. конф. СПб. ; Петергоф, 2022. С. 275–284.
18. Пат. Рос. Федерация 2807559. Гидравлический стабилизатор поперечной устойчивости железнодорожного вагона / О.Л. Маломыжев, Д.О. Маломыжев, С.В. Павлов и др. № 2023118971 ; заявл. 17.07.2023 ; опубл. 16.11.2023, Бюл. № 32. 14 с.
19. Шуханов С.Н., Маломыжев О.Л., Федотова Н.Е. Расчет расходов масла в агрегатах трансмиссий энергонасыщенных тракторов сельскохозяйственного назначения с принудительной системой смазки // Вестн. АПК Верхневолжья. 2017. № 2 (38). С. 75–78.

References

1. Lukin V.V., Anisimov P.S., Fedoseev Yu.P. Vagony. Obshchii kurs [Wagons. General course]. Moscow: Marshrut Publ., 2004. 424 p.
2. Kuz'mich L.D., Kost E.L., Zavt S.I. Dvukhetazhnye passazhirskie vagony [Double-decker passenger wagons: an overview]. Moscow: Niinformtyazhmash Publ., 1978. 36 p.
3. Vershinskii S.V., Danilov V.N., Khusidov V.D. Dinamika vagona [Dynamics of the wagon]. Moscow: Transport Publ., 1991. 360 p.
4. Nikitin G.S., Tint Naing Vin. Rezul'taty dinamicheskogo modelirovaniya poperechnoi ustoichivosti malotonnazhnogo furgona pri krivolineinom dvizhenii [Results of dynamic modeling of the transverse stability of a low-tonnage van in curved motion]. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta* [Scientific and Technical Bulletin of the Bryansk State University], 2022, no. 4, pp. 322–329.
5. Kravets V.N. Teoriya avtomobilya [Theory of the car]. Nizhnii Novgorod : NGTU im. R.E. Alekseeva Publ., 2013. 413 p.
6. Slizov A.Yu., Bragin A.G., Ivashchenko V.O., Shiryayev A.V., Matveev M.V. Skorostnoi elektropoezd ES1 «Lastochka» [High-speed electric train ES1 «Swallow»]. Moscow: Avtograf Publ., 2015. 236 p.
7. Lebedev V.A. Obosnovanie tekhnicheskikh reshenii konstruktssii dvukhetazhnogo passazhirskogo vagona [Substantiation of technical solutions for the design of a double-decker passenger wagon]. Ph.D.'s theses. Moscow, 2017. 178 p.

8. Lebedev V.A., Kobishchanov V.V., Antipin D.Ya., Rasin D.Yu. Otsenka bezopasnosti dvizheniya dvukhetazhnogo passazhirskogo vagona metodom matematicheskogo modelirovaniya [Safety assessment of a double-decker passenger wagon by mathematical modeling]. *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta* [Bulletin of the Bryansk State Technical University], 2014, no. 4 (44), pp. 24–27.

9. Reshenie komissii Tamozhennogo soyuza № 710 ot 15.07.2011 g «O prinyatii tekhnicheskikh reglamentov Tamozhennogo soyuza «O bezopasnosti zheleznodorozhnogo podvizhnogo sostava», «O bezopasnosti vysokoskorostnogo zheleznodorozhnogo transporta» i «O bezopasnosti infrastruktury zheleznodorozhnogo transporta» (red. 30.03.2023) [Decision of the Customs Union Commission No 710 dated July 15, 2011 «On the adoption of the technical regulations of the Customs Union «On the safety of railway rolling stock», «On the safety of high-speed rail transport» and «On the safety of railway transport infrastructure» (ed. March 30, 2023)].

10. Rozhkova E.A., Astaf'eva A.N., Baranova T.A. Analiz ustoichivosti vagona ot oprokidyvaniya pri dvizhenii v krivykh uchastkakh puti razlichnogo radiusa razlichnogo radiusa [Analysis of the stability of the wagon from overturning when moving in curved sections of the track of different radii of different radii]. *Molodaya nauka Sibiri* [Young Science of Siberia], 2020, no. 2 (8), pp. 62–67.

11. Kontorshchikov S.V. Razrabotka stabilizatora poperechnoi ustoichivosti reguliruemoi zhestkosti dlya sportivnogo avtomobilya klassa «Formula student» [Development of a transverse stability stabilizer of adjustable stiffness for a sports car of the Formula Student class]. *Sbornik materialov i dokladov VI Vserossiiskogo foruma «Studencheskie inzhenernye proekty»* [Proceedings of the VI All-Russian Forum «Student Engineering projects»]. Moscow, 2020, pp. 75–81.

12. Yakubov S.S., Burtakov B.E., Kabirov F.Z., Belyaev A.R., Chagin V.G., Mardeev I.A., Savostin S.G., Arsen'ev M.V., Ryzhikov E.A., Konopko S.B. Patent RU 2318678 C1, 10.03.2008.

13. Yakubov S.S., Burtakov B.E., Kabirov F.Z., Belyaev A.R., Chagin V.G., Mardeev I.A., Savostin S.G., Arsen'ev M.V., Ryzhikov E.A. Patent RU 2329159 C1, 20.07.2008.

14. Popov A.V., Gorbunov A.A. Vybor tipa aktivnoi sistemy stabilizatsii poperechnoi ustoichivosti pri proektirovanii avtomobil'nykh transportnykh sredstv [Choosing the type of active lateral stability stabilization system in the design of motor vehicles]. *Sovremennye nauchnye issledovaniya i innovatsii* [Modern scientific research and innovation], 2016, no. 8 (64), pp. 72–78.

15. Nevzorov L.L., Sviridov E.V. Avtomaticheskaya sistema poperechnoi stabilizatsii voennykh kolesnykh mashin [Automatic transverse stabilization system for military wheeled vehicles]. *Mezhdunarodnyi studencheskii nauchnyi vestnik* [International Student Scientific Bulletin], 2016, no. 3-2, pp. 206–207.

16. Mekhonin O.N., Shchetkin R.V., Pugin K.G. Otsenka vliyaniya smeshcheniya reber oprokidyvaniya pri krene podressorenykh elementov konstruksii bazovykh shassi avtomobil'nykh kranov-manipulyatorov na znachenie koeffitsienta gruzovoi ustoichivosti [Assessment of the effect of the displacement of the tipping ribs during the roll of the sprung structural elements of the base chassis of automobile cranes on the value of the coefficient of load stability]. *Tekhnika i tekhnologiya transporta* [Equipment and technology of transport], 2019, no. S (13). Available at: <http://transport-kgasu.ru/files/N13-17TKR19.pdf> (Accessed April 2, 2024).

17. Lozin A.V., Pavlov S.V., Semenov A.G. Modernizatsiya torsionnogo uzla stabilizatora poperechnoi ustoichivosti kuzova zheleznodorozhnogo vagona [Modernization of the torsion bar stabilizer of the transverse stability of the railway carriage body]. *Sbornik statei V Mezhdunarodnoi nauchnoi-prakticheskoi konferentsii «Innovatsionnaya zheleznaya doroga. Noveishie i perspektivnye sistemy obespecheniya dvizheniya poezdov. Problemy i resheniya»* [Proceedings of the V International Scientific and Practical Conference «Innovative railway. The latest and promising train traffic support systems. Problems and solutions»]. Saint Petersburg, Peterhof, 2022, pp. 275–284.

18. Malomyzhev O.L., Malomyzhev D.O., Pavlov S.V., Semenov A.G. Patent RU 2807559 C1, 17.07.2023.

19. Shukhanov S.N., Malomyzhev O.L., Fedotova N.E. Raschet raskhodov masla v agregatakh transmissii energonasyshchennykh traktorov sel'skokhozyaistvennogo naznacheniya s prinuditel'noi sistemoi smazki [Calculation of oil consumption in transmission units of energy-saturated agricultural tractors with a forced lubrication system]. *Vestnik APK Verkhnevolzh'ya* [Bulletin of the agroindustrial complex of the Upper Volga region], 2017, no. 2 (38), pp. 75–78.

Информация об авторах

Маломыжев Олег Львович, кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой вагонов и вагонного хозяйства, Иркутский государственный университет путей сообщения, г. Иркутск; e-mail: olm@bk.ru.

Маломыжев Дмитрий Олегович, аспирант кафедры физики, механики и приборостроения, Иркутский государственный университет путей сообщения, г. Иркутск; e-mail: kbprf13@gmail.com.

Павлов Сергей Викторович, генеральный директор ООО «ПетроРемСтрой», г. Санкт-Петербург; e-mail: gd@spb-prs.ru.

Семенов Александр Георгиевич, кандидат технических наук, старший научный сотрудник, доцент Высшей школы транспорта, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, г. Санкт-Петербург; e-mail: agentnomer117@mail.ru.

Information about the authors

Oleg L. Malomyzhev, Ph.D. in Engineering Science, Associate Professor, Head of the Department of Wagons and Wagon Facilities, Irkutsk State Transport University, Irkutsk; e-mail: olm@bk.ru.

Dmitrii O. Malomyzhev, Ph.D. Student of the Department of Physics, Mechanics and Instrumentation, Irkutsk State Transport University, Irkutsk; e-mail: kbprf13@gmail.com.

Sergei V. Pavlov, General Director of the PetroRemStroi LLC, Saint Petersburg; e-mail: gd@spb-prs.ru.

Alexander G. Semenov, Ph.D. in Engineering Science, Senior Researcher, Associate Professor of the Higher School of Transport, Peter the Great Saint Petersburg Polytechnic University, Saint Petersburg; e-mail: agentnomer117@mail.ru.