

# СТАБИЛИЗАЦИЯ ВЕРТИКАЛЬНОЙ РЕАКЦИИ ДОРОГИ НА КОЛЕСО ПРИ ДВИЖЕНИИ АВТОМОБИЛЯ ПО ПЕРИОДИЧЕСКОМУ ПРОФИЛЮ

д.т.н. **Рязанцев В.И., Альсаламех Бальсам**

МГТУ им. Н.Э. Баумана

ryazantsev1@yandex.ru

*По разным причинам автомобильные дороги бывают в не очень хорошем состоянии. В частности, на дорогах могут появляться участки с четко выраженным периодическим профилем. Движение на автомобиле по таким участкам дороги может сопровождаться резонансными колебаниями колес с отрывом их от дороги. Это вызывает снижение устойчивости движения автомобиля. Для борьбы с этим явлением может быть применена новая система активной безопасности автомобиля – система стабилизации вертикальной реакции дороги на колесо при движении по периодическому профилю. Такая система для управления вертикальной реакцией использует исполнительное устройство, называемое актюатор. Это двигатель в виде гидроцилиндра или линейного электродвигателя, включенный в подвеску параллельно упругому элементу и амортизатору. Управляется такой актюатор сигналом, вырабатываемым блоком управления, в который поступает сигнал с датчика вертикальной силы, воспринимаемой шиной, или сигнал, заменяющий его. В статье показано, что линейная система управления успешно справляется с устранением отрыва колеса от дороги, снижая колебания значения вертикальной реакции до 10% от статической нагрузки. В гидроприводе системы управления вертикальной реакцией дороги на колесо возможно возникновение нелинейной связи значений вертикальной реакции и усилия, создаваемого гидроцилиндром. Расчеты показали возможность реализации стабилизации вертикальной реакции и в этом случае. Однако указанная нелинейность может приводить к некоторой неустойчивости колебаний вертикальной реакции. Другим перспективным решением конструкции гидропривода системы стабилизации вертикальной реакции с сохранением ее достаточной эффективности является использование гидроцилиндра одностороннего действия, что упрощает систему и делает ее более доступной для применения даже на компактных автомобилях.*

**Ключевые слова:** устойчивость движения автомобиля, автоматизированные системы поддрессирования автомобиля, нелинейная система управления.

## **Введение**

Необычно большие территории страны сохранили, кроме автомобильных магистралей высочайшего качества, многочисленные дороги, качество которых оставляет желать лучшего. Среди них оказываются и участки дорог, характеризующиеся явно выраженным периодическим профилем. Совершенство конструкций современных автомобилей позволяет двигаться по ним с достаточно высокой скоростью. В этом случае возможно возникновение режима резонанса колес. В современных автомобилях собственная частота колебаний колес в системах поддрессирования находится в диапазоне 5–12 Гц. В условиях движения автомобиля по периодическому профилю на режиме резонанса неподдрессированных масс это приводит к значительным колебаниям вертикальных реакций дороги на колеса автомобиля. Возникают,

с одной стороны, перегрузки элементов подвески автомобиля, с другой – ослабление вертикальных реакций дороги вплоть до полной потери связи колеса с дорогой. Последнее обстоятельство определяет снижение устойчивости движения автомобиля, что под действием бокового ветра при движении по прямой или под действием центробежной силы при движении на вираже, приводит к поперечному скольжению колес с возможной потерей как курсовой, так и траекторной устойчивости. В целом это обстоятельство понижает безопасность автомобиля. Возрастающее количество автомобилей на дорогах страны неизбежно увеличивает вероятность дорожно-транспортных происшествий. Для снижения вероятности ДТП производители автомобилей интенсивно работают над повышением эффективности существующих систем активной безопасности и

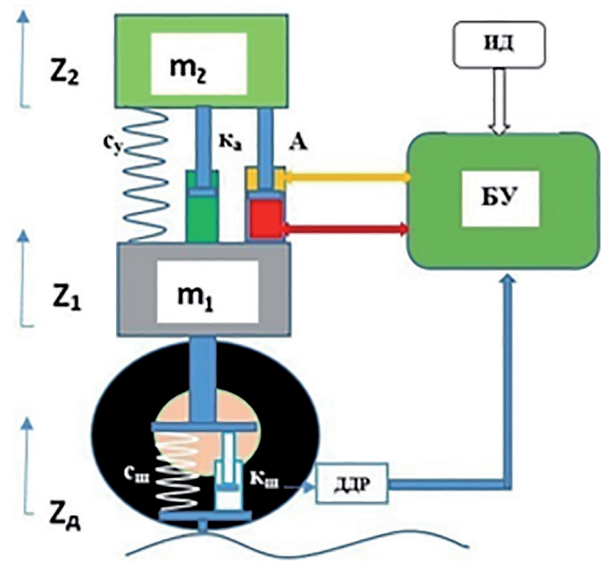
над разработкой новых систем. Безопасность движения автомобиля в плане потери устойчивости его движения зависит не только от интенсивности вертикальных, угловых продольных и угловых поперечных колебаний поддрессоренной массы. С позиции безопасности движения интенсивные колебания неподдрессоренных масс могут быть также крайне опасны и поэтому нежелательны. Предлагаемый способ повышения устойчивости движения автомобиля по периодическому профилю в условиях, когда может возникать резонанс неподдрессоренных масс, или колебания колес происходят при частоте, близкой к собственной частоте неподдрессоренных масс, заключается в стабилизации вертикальных реакций дороги путем управления подвеской автомобиля.

Вопросам исследования колебаний в системах поддрессирования автомобилей посвящены многочисленные работы [1–4] российских и иностранных ученых. До настоящего времени конструкторы ограничивались применением управляемых подвесок для стабилизации положения кузова автомобиля, в основном, для стабилизации продольного угла, с целью создания более комфортных условий для пассажиров и перевозимых грузов. Специалистами разрабатывались различные варианты систем автоматизированного управления подвеской, включая активные и полупассивные системы поддрессирования [5–10].

Целью исследования является рассмотрение методов повышения устойчивости движения автомобиля, т.е. повышения его активной безопасности, связанных с управлением колебаниями вертикальных реакций дороги на колеса автомобиля с целью стабилизации этих реакций.

### **Устройство и математическое описание системы управления вертикальными реакциями дороги на колеса автомобиля при движении по периодическому профилю**

На рис. 1 представлена система стабилизации вертикальной реакции на одно колесо. Система стабилизации включает поддрессоренную массу, имитирующую кузов автомобиля, неподдрессоренную массу, имитирующую массу автомобильного колеса с подвижными деталями подвески, подшипникового узла и тормозного механизма и подвеску, связыва-



**Рис. 1. Схема управления вертикальной реакцией дороги на колесо автомобиля при движении по периодическому профилю:**

- $m_1, m_2$  – неподдрессоренная и поддрессоренная массы;
- $c_y$  – жесткость упругого элемента подвески;
- $k_a$  – коэффициент демпфирования амортизатора;
- $A$  – актуатор (например, гидроцилиндр);
- $c_w$  – радиальная жесткость шины;  $k_w$  – коэффициент демпфирования шины; БУ – блок управления;
- ДДР – датчик динамического радиуса;
- ИД – источник давления

ющую поддрессоренную и неподдрессоренную массы. В структуре подвески вместе с упругим элементом и амортизатором параллельно им включен управляемый элемент – исполнительный механизм. Сейчас его часто определяют термином актуатор. В качестве исполнительного механизма можно применить практически любой линейный двигатель. Это может быть гидравлический цилиндр, или электромагнитный линейный двигатель, или пневмодвигатель. Эти двигатели могут иметь различные характеристики и управление ими имеет свои особенности.

Представленная модель системы управления с пропорциональным регулированием описывается уравнениями:

$$\begin{aligned}
 m_2 \cdot \ddot{z}_2 &= c_y \cdot (z_1 - z_2 + A_{II}) + k_a \cdot (\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + \\
 &+ cc \cdot (z_1 - z_d - r_d) - m_2 \cdot g; \\
 m_1 \cdot \ddot{z}_1 &= -c_y \cdot (z_1 - z_2 + A_{II}) - k_a \cdot (\dot{z}_1 - \dot{z}_2) - \\
 &- cc \cdot (z_1 - z_d - r_d) - m_1 \cdot g + c_w \cdot (z_d - z_1 + A_w) + \\
 &+ k_w \cdot (\dot{z}_d - \dot{z}_1).
 \end{aligned}$$

Здесь  $m_2$  – поддресоренная масса;  $m_1$  – неподдресоренная масса;  $c_y$  – жесткость упругого элемента;  $k_a$  – коэффициент демпфирования амортизатора;  $cc$  – передаточный коэффициент, определяющий величину силы, создаваемой в актуаторе;  $c_u$  – радиальная жесткость шины;  $k_u$  – коэффициент демпфирования шины;  $r_d$  – динамический радиус шины;  $z_2, z_1$  – вертикальные координаты поддресоренной и неподдресоренной масс;  $z_d$  – вертикальная координата профиля дороги;  $A_n, A_u$  – постоянные коэффициенты.

Решая представленную систему уравнений, получаем передаточную функцию перемещения неподдресоренной массы в функции частоты колебаний профиля дороги при кинематическом возбуждении (при возбуждении от профиля дороги).

$$W_s = \frac{m_2 \cdot s^2 + k_a \cdot s + c_y}{m_1 \cdot m_2 \cdot s^4 + a \cdot s^3 + b \cdot s^2 + c \cdot s + c_y \cdot c_u}$$

$$a = k_a \cdot m_1 + k_a \cdot m_2 + k_u \cdot m_2$$

$$b = c_y \cdot m_1 + c_y \cdot m_2 + c_u \cdot m_2 + k_a \cdot k_u + cc \cdot m_2$$

$$c = c_u \cdot k_a + k_u \cdot c_y$$

Используя эту передаточную функцию, построим и представим амплитудно-частотную характеристику колебаний неподдресоренной

массы системы поддресоривания, рассматривая ее как пассивную структуру. На диаграмме (рис. 2) видно, что резонансная частота неподдресоренной массы находится в районе 50 рад/с (8 Гц).

Подтверждение рассмотренных колебательных свойств пассивной системы поддресоривания можно найти и в диаграмме изменения вертикальной реакции от дороги в функции времени при моделировании движения автомобиля по синусоидальному профилю переменной частоты (рис. 3).

Анализ этого графика подтверждает, что собственная частота неподдресоренной массы, имитирующей массу колесно-ступичного узла, составляет, примерно, 8 Гц.

### **Оценка вариации на резонансном режиме вертикальной реакции дороги на колесо автомобиля с пассивной системой поддресоривания**

В реальном движении автомобиля на режиме резонанса колес может возникнуть их отрыв от дороги. В этом случае математическое описание связи колеса с дорогой принимает нелинейный характер. К описанию, принятому для линейной модели добавляется условие, заключающееся в том, что верти-

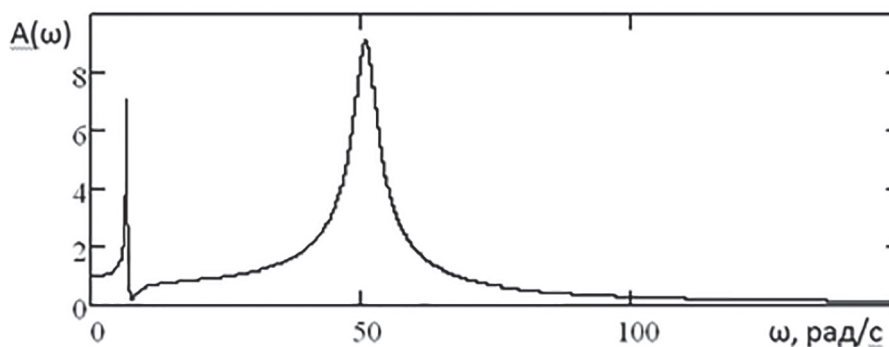


Рис. 2. Амплитудно-частотная характеристика колебаний неподдресоренной массы подвески без управления при кинематическом возбуждении

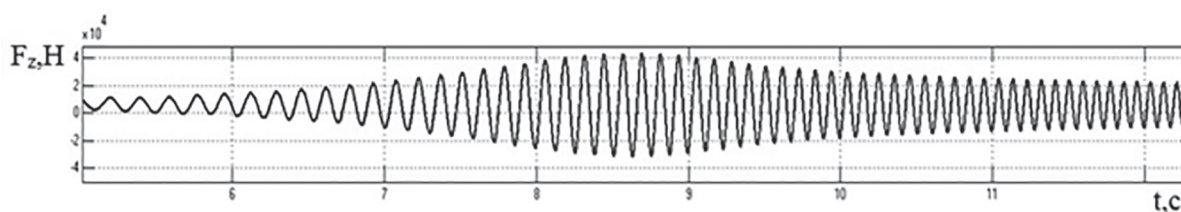


Рис. 3. Вертикальная реакция дороги на колесо в варианте линейной подвески без управления при движении по периодическому профилю с переменной длиной волны

кальная реакция колеса не может быть отрицательной. Для решения нелинейной задачи такого плана применим метод имитационного моделирования, реализуемый в пакете Matlab Simulink.

На режиме движения с неуправляемой подвеской характер изменения значения вертикальной реакции колеса для заданных параметров системы поддрессирования автомобиля и профиля дороги представляется диаграммой на рис. 4.

### **Стабилизация вертикальной реакции дороги с помощью линейной системы управления**

В заданных условиях движения значение этой реакции дороги на одно колесо колеблется в пределах от 0 до 15000 Н. Расчет выполнялся в режиме резонанса колес автомобиля по вертикальным колебаниям. Зона резонансного режима хорошо видна на диаграмме АЧХ системы поддрессирования (рис. 2). Особенностью графика, отражающего изменения вертикальной реакции дороги на колесо, яв-

ляется наличие зон, в которых вертикальная реакция дороги равна нулю. Как уже отмечалось в начале статьи, при таком протекании изменения вертикальной реакции дороги увеличивается вероятность потери устойчивости движения автомобиля. Устойчивость движения автомобиля снижается при увеличении отрезка времени, когда вертикальная реакция дороги на колесо равна нулю.

Применение линейной системы управления позволяет получить результаты управления подвеской, представленные на рис. 5. Такое управление с использованием ПИД-регулятора дает существенную стабилизацию вертикальной реакции.

Расчеты показывают, что примененное управление требует для рассмотренной системы затраты мощности в среднем, менее 2 кВт на колесо, при пиковых значениях потребляемой системой управления мощности – примерно 3,5 кВт, а пиковые усилия, создаваемые ей, действующие на колесо и кузов автомобиля, составляют 4500 Н. Результатом становится стабилизация вертикальной реакции дороги на

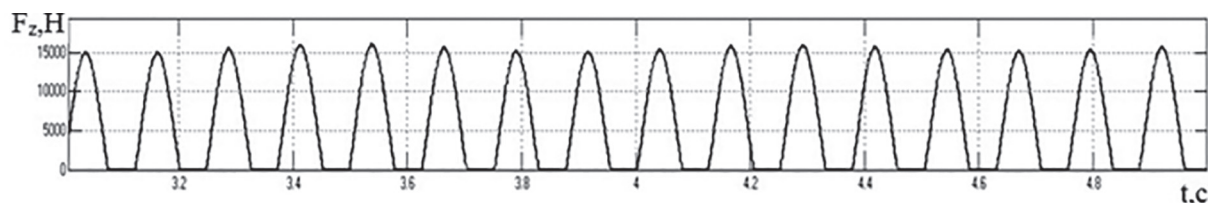


Рис. 4. Вертикальная реакция дороги на колесо автомобиля при движении в резонансном режиме по синусоидальному профилю с амплитудой 0,02 м

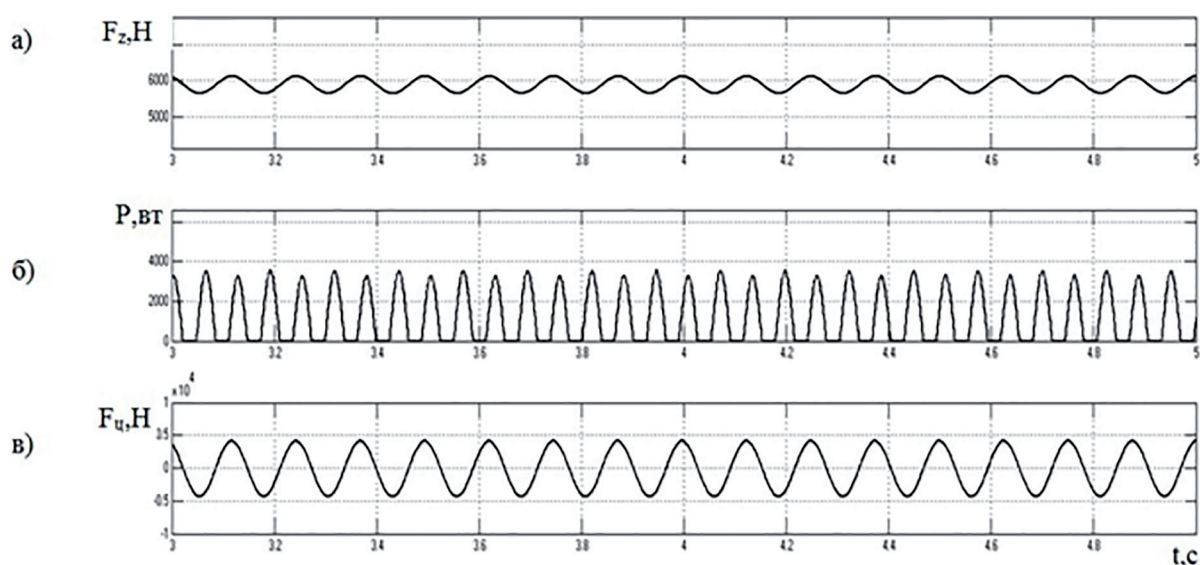


Рис. 5. Диаграммы изменения параметров работы линейной системы стабилизации вертикальной реакции дороги на колесо: а – вертикальная реакция дороги на колесо; б – мгновенная мощность, развиваемая исполнительным двигателем; в – значение силы, создаваемой исполнительным двигателем

колесо с отклонением ее значения от статического менее 10%.

Введением управления колебаниями колес автомобиля удастся снизить вариации значений вертикальной реакции дороги. Максимальные амплитуды колебаний вертикальной реакции дороги на колесо отодвигаются в область значительно больших значений частоты. В области резонансной частоты собственно неподрессоренных масс пассивной системы поддрессорования, т.е. системы без управления реакциями дороги на колесо, амплитуда колебаний колес в системе поддрессорования с управлением упомянутыми реакциями резко уменьшается в приведенном случае примерно в 30 раз. Для достижения наиболее эффективной работы рассматриваемой системы управления применяется ПИД-регулирование.

### **Стабилизация вертикальной реакции дороги с помощью нелинейной системы управления**

На практике при работе гидравлического привода может осуществляться нелинейная связь между значением управляющей силы и входным сигналом, например, значением радиальной силы, т.е. вертикальной реакции дороги. Линейная зависимость между этими сигналами может деформироваться в разной степени, приближаясь к виду функции  $y = \text{sign } x$ . Это определяется скоростью наполнения цилиндра (значением расхода рабочей жидкости). Как показывают расчеты при таких условиях

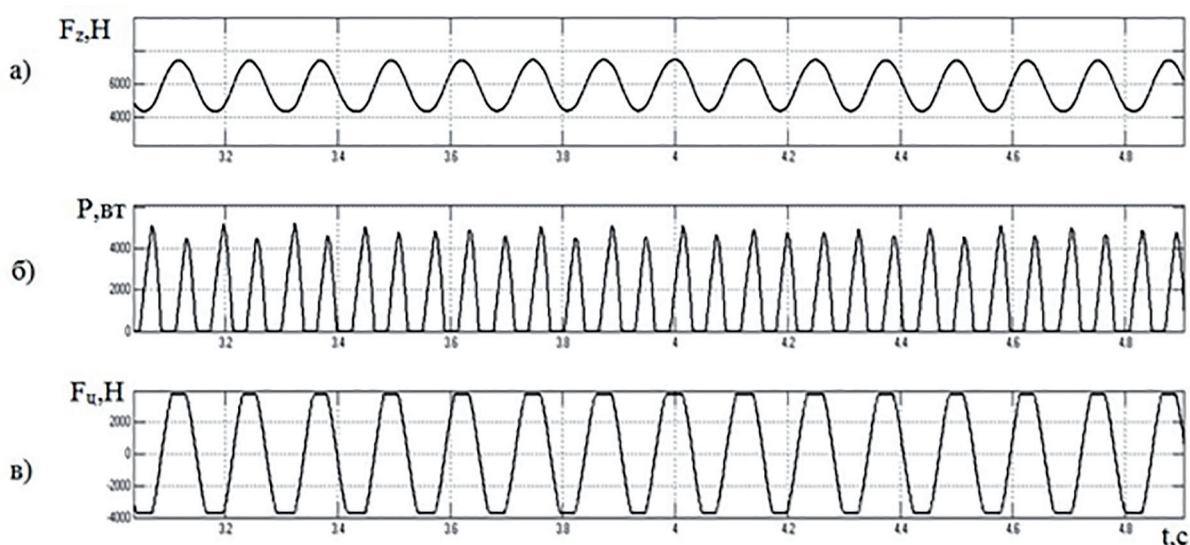
работы силового цилиндра возможно эффективное ослабление колебаний вертикальных реакций на колесах автомобиля. Ниже приведены результаты расчетов колебаний вертикальных реакций дороги при управлении с использованием нелинейной связи значения управляющей силы со значением упомянутой реакции.

Один из вариантов настройки системы управления, когда кривая изменения усилия актюатора напоминает трапецию, дает результат, представленный на рис. 6.

Как видно, в этом случае система стабилизации вертикальной реакции работает эффективно. Колесо сохраняет положительное значение вертикальной реакции дороги, изменяясь от 4300 Н до 6700 Н, полностью исключая отрыв колеса от дороги. Максимальное усилие исполнительного двигателя не превышает 5000 Н. Максимальная мгновенная мощность не более 4,5 кВт, а средняя мощность, затрачиваемая на управление – менее 3 кВт.

Настройкой системы управления возможно добиваться еще более эффективной работы системы по стабилизации вертикальной реакции дороги.

Нелинейность функции роста усилия в гидроцилиндре может быть выражена более резко, как было показано ранее в виде функции, близкой к  $y = \text{sign } x$ . Результаты расчетов работы подобной системы управления видны на рис. 7. Результаты расчетов показывают, что, несмотря на сложный характер протека-



**Рис. 6.** Диаграммы изменения параметров работы нелинейной системы стабилизации вертикальной реакции дороги на колесо: *a* – вертикальная реакция дороги на колесо; *b* – мгновенная мощность, развиваемая исполнительным двигателем; *в* – значение силы, создаваемой исполнительным двигателем

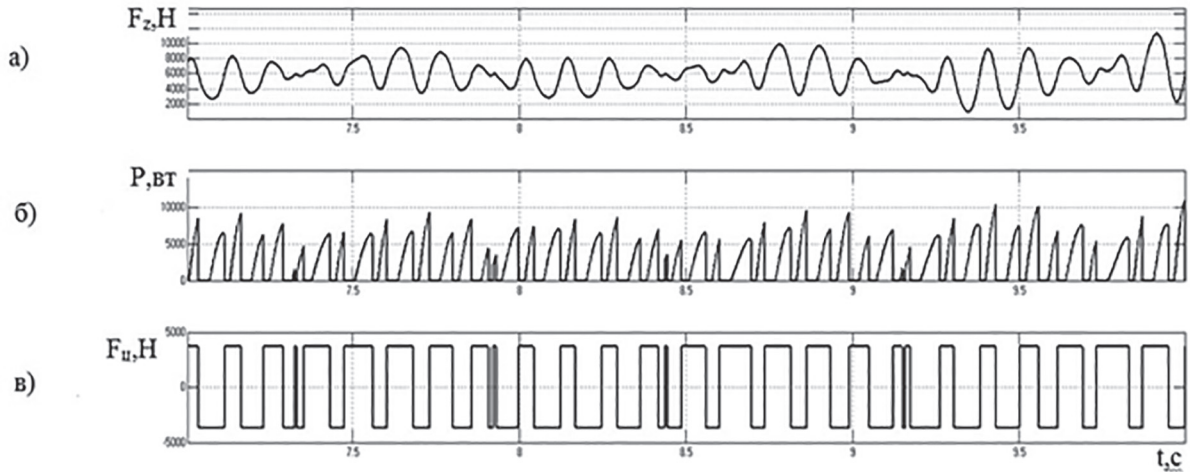


Рис. 7. Диаграммы изменения параметров работы нелинейной системы стабилизации вертикальной реакции дороги на колесо с кривой роста усилия в исполнительном двигателе, близком к виду функции  $y = \text{sign } x$ : а – вертикальная реакция дороги на колесо; б – мгновенная мощность, развиваемая исполнительным двигателем; в – значение силы, создаваемой исполнительным двигателем

ния процесса изменения значения вертикальной реакции, эффект управления стабилизацией вертикальной реакции имеет место и в этом случае, причем достаточно значительный эффект.

На диаграммах хорошо видно, что с увеличением выразительности нелинейности (при переходе от гладкой функции к прямоугольному импульсу) кривой нарастания управляющего усилия, заметно возрастает некоторая неустойчивость процесса, которая просматривается в нерегулярности колебаний вертикальной реакции дороги.

**Метод управления вертикальной реакцией дороги на колесе, основанный на применении гидроцилиндра одностороннего действия**

Представляется возможным еще один вариант стабилизации вертикальных реакций дороги на колеса автомобиля. Это вариант с использованием гидравлического цилиндра одностороннего действия, схема действия с которым представлена на рис. 8.

Применение подобной системы стабилизации вертикальной реакции дороги представляет интерес в связи с тем, что такое решение системы управления стоит безусловно суще-

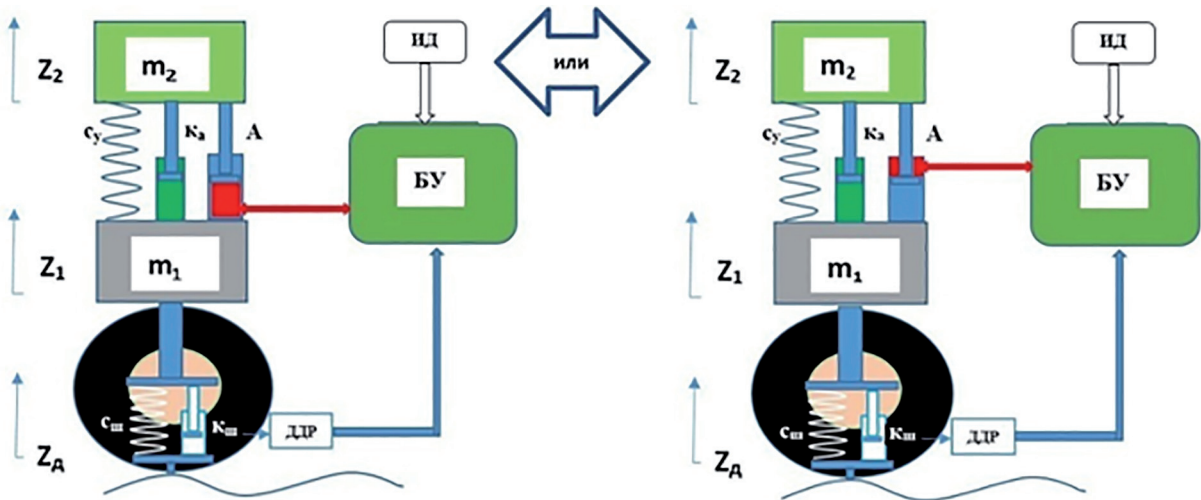
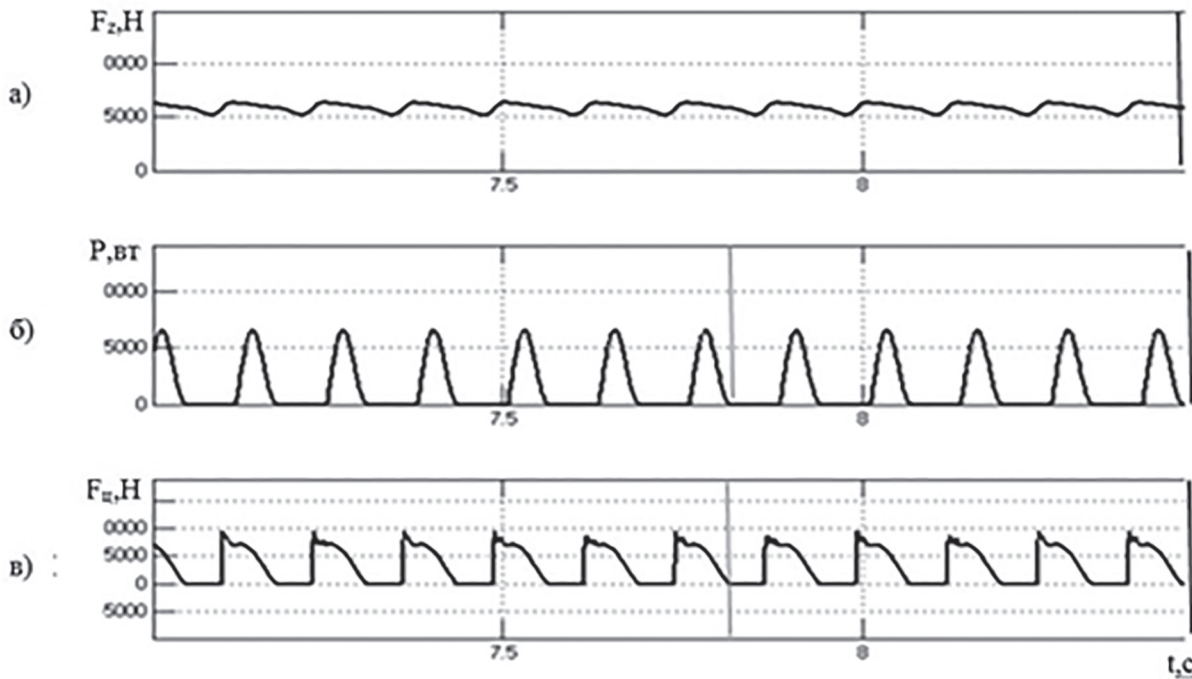
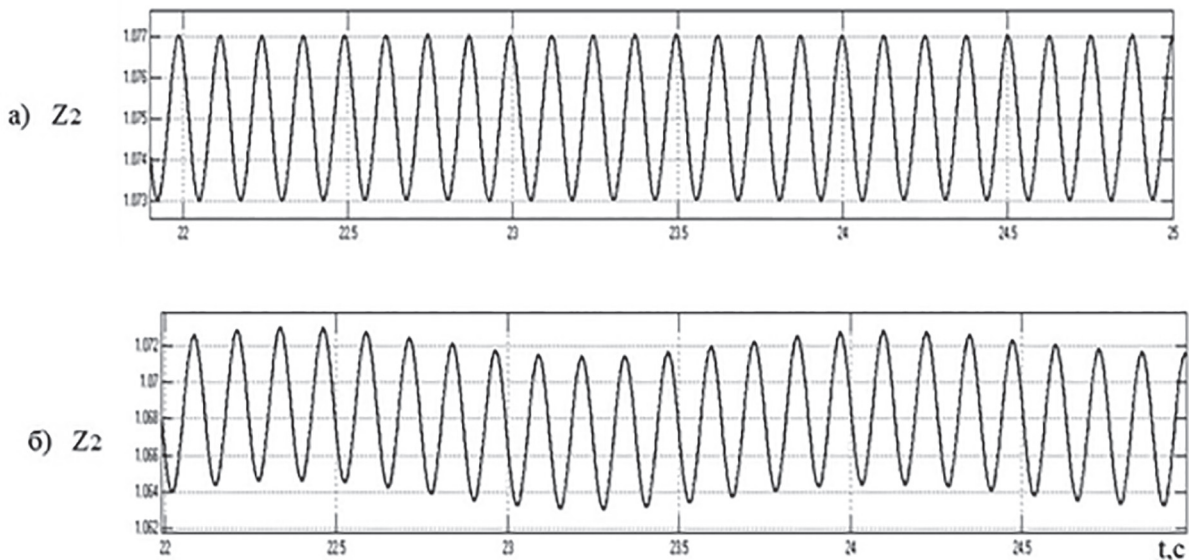


Рис. 8. Схема стабилизации вертикальной реакции дороги на колесо с использованием гидроцилиндра одностороннего действия (обозначения элементов те же, что и на рис. 1)



**Рис. 9.** Диаграммы изменения параметров работы нелинейной системы стабилизации вертикальной реакции дороги на колесо при использовании гидроцилиндра одностороннего действия, работающего на растяжение: *a* – вертикальная реакция дороги на колесо; *b* – мгновенная мощность, развиваемая исполнительным двигателем; *в* – значение силы, создаваемой исполнительным двигателем



**Рис. 10.** Диаграмма изменения высоты массы, имитирующей кузов автомобиля: *a* – при отсутствии управления стабилизацией вертикальной реакции дороги на колесо; *b* – при применении управления стабилизацией вертикальной реакции дороги на колесо

ственно меньше. Упрощаются конструкция системы, схема управления и алгоритм ее работы. Имитационное моделирование такой системы дало вполне положительные результаты. Это видно из приведенной диаграммы на рис. 9. В этом случае гидравлический цилиндр испытывает усилие растяжения (подобно амортизатору, работающему на отбой).

Возможно также использовать гидроцилиндр, работающий на сжатие. Результат расчетов в плане эффективности стабилизации вертикальной реакции дороги оказывается мало отличаем от предыдущего случая, когда гидравлический цилиндр работал на растяжение.

При синхронном действии профиля дороги на передние и задние колеса автомобиля, работа

системы стабилизации вертикальной реакции дороги приводит к некоторому увеличению амплитуды вертикальных колебаний кузова с частотой возмущения от дороги (рис. 10). Аналогично, при движении автомобиля по периодическому профилю, когда передние и задние колеса колеблются в противофазе, отрицательным последствием стабилизации вертикальных реакций дороги на колеса автомобиля будет некоторое незначительное повышение амплитуды продольных угловых колебаний кузова. Очевидно, некоторое снижение плавности хода автомобиля, что несколько снижает комфорт пассажиров, оправдано, ввиду того что повышается безопасность движения автомобиля.

### Выводы

1. На основе рассмотренного материала можно сделать вывод о том, что управление вертикальными реакциями дороги на колеса автомобиля является эффективным способом решения задачи повышения устойчивости движения автомобиля по периодическим неровностям.

2. Современные средства управления усилиями в подвеске с целью регулирования вертикальных реакций под колесами автомобиля позволяют осуществить упомянутое управление, затрачивая приемлемые по величине мощности.

3. При применении гидравлического привода управления подвеской для стабилизации вертикальной реакции дороги на колесо возможно применение гидроцилиндра одностороннего действия.

### Литература

1. Соколов А. В. Расчет амплитудно-частотных характеристик колебательных систем многоосных колесных машин с гидробалансирной подвеской // Известия ВУЗов. Машиностроение. 1986. № 1. С. 86–90.
2. Жилейкин М.М. Синтез адаптивной динамической непрерывной системы гашения колебаний корпуса многоосных колесных машин // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2011. № 10. Режим доступа: <http://technomag.edu.ru/doc/347169.html>.
3. Жилейкин М.М. Синтез адаптивной динамической непрерывной системы стабилизации корпуса // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2011. № 11. Режим доступа:

<http://technomag.edu.ru/doc/347435.html>.

4. Karnopp D., Crosby M.J., Harwood R.A. Vibration Control Using Semi-Active Force Generations // Transactions of the ASME. Series B. Journal of engineering for industry. 1974. – Vol. 96. № 2. P. 239–247.
5. Crosby M.J., Karnopp D. C. The Active Damper – a New Concept for Shock and Vibration Control // 43rd Shock and Vibration Bulletin, Part H, June. 1973. P. 46–73.
6. Hrovat D., Margolis D. L., Hubbard M. An Approach Toward the Optimal Semi-Active Suspension // J. Dyn. Sys. Measurement and Control. 1988. Vol. 110. № 3. P. 288–296.
7. Redfield R. C. Performance of Low-bandwidth, Semi-Active Damping Concepts for Suspension Control // Vehicle System Dynamics. 1991. Vol. 20. P. 245–267.
8. Жеглов Л.Ф. Автоматические системы подпрессоривания. Учебное пособие. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001. 48 с.
9. Попов Д.Н. Механика гидро- и пневмоприводов. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. 320 с.
10. Sayel M. Fayyad, Constructing Control System for Active Suspension System, Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering Technology. PO Box 15008, Al Balqa Applied University Amman, Jordan, 2012. Режим доступа: <http://m-hikari.com/ces/ces2012/ces1-4-2012/fayyadCES1-4-2012-1.pdf>.

### References

1. Sokolov A.V. Calculation of amplitude-frequency characteristics of oscillatory systems of multi-wheeled vehicles with hydrobalance suspension *Izvestiya VUZov. Mashinostroenie*. 1986. No 1, pp. 86-90 (In Russ.).
2. Zhileykin M.M. Synthesis of adaptive dynamic continuous system of oscillation damping of the body of multi-wheeled vehicles. *Nauka i obrazovanie. MGTU im. N.E. Bauman. Elektron. zhurn.* 2011. No 10 (In Russ.). URL: <http://technomag.edu.ru/doc/347169.html>.
3. Zhileykin M.M. Synthesis of adaptive dynamic continuous system of stabilization of body. *Nauka i obrazovanie. MGTU im. N.E. Bauman. Elektron. zhurn.* 2011. No 11 (In Russ.). URL: <http://technomag.edu.ru/doc/347435.html>.
4. Karnopp D., Crosby M.J., Harwood R.A. Vibration Control Using Semi-Active Force Generations // Transactions of the ASME. Series B. Journal of engineering for industry. 1974. - Vol. 96. № 2. P. 239-247.



5. Crosby M.J., Karnopp D. C. The Active Damper - a New Concept for Shock and Vibration Control // 43rd Shock and Vibration Bulletin, Part H, June. 1973. P. 46-73.
6. Hrovat D., Margolis D. L., Hubbard M. An Approach Toward the Optimal Semi-Active Suspension // J. Dyn. Sys. Measurement and Control. 1988. Vol. 110. № 3. P. 288-296.
7. Redfield R. C. Performance of Low-bandwidth, Semi-Active Damping Concepts for Suspension Control // Vehicle System Dynamics. 1991. Vol. 20. P. 245-267.
8. Zheglov L.F. *Avtomaticheskie sistemy podres-sorivaniya* [Automatic suspension systems]. Moscow. MGТУ im. N.E. Bauman Publ., 2001. 48 p.
9. Popov D.N. *Mekhanika gidro- i pnevmoprivodov* [Mechanics of hydro and pneumatic drives]. Moscow. MGТУ im. N.E. Bauman Publ., 2002. 320 p.
10. Sayel M. Fayyad, Constructing Control System for Active Suspension System, Department of Mechanical Engineering ,Faculty of Engineering Technology. PO Box 15008, Al Balqa Applied University Amman, Jordan, 2012. URL: <http://m-hikari.com/ces/ces2012/ces1-4-2012/fayyadCES1-4-2012-1.pdf>.

## STABILIZATION OF THE VERTICAL REACTIONS OF THE ROAD ON THE WHEEL WHEN DRIVING AUTOMOBILE ON PERIODIC PROFILE

Dr.Eng. **V.I. Ryazantsev, Balsam Alsalamech**  
Bauman Moscow State Technical University  
ryazantsev1@yandex.ru

*For various reasons roads could be in not very good condition. In particular, at the roads could appear the areas with clearly defined periodic profile. The traffic on such road sections may be accompanied by resonance oscillations of the wheels with their separation from the road. This causes a decrease in stability of the vehicle. To combat this phenomenon the new system of active safety of the car could be applied – stabilization system of the vertical reactions of the road on the wheel when driving on a periodic profile. Such a system to control the vertical reaction uses an execution unit called the actuator. This is the engine in the form of a hydraulic cylinder or linear motor that is included in suspension in the parallel elastic element and shock absorber. The actuator is controlled by a signal generated by the control unit, which receives a signal from the sensor of vertical force that is perceived by a bus or a signal to replace it. The article shows that the linear control system copes with the elimination of separation of wheel from the road, reducing fluctuations in the value of the vertical reaction to 10% of the static load. In the hydraulic control system vertical reaction of road on the wheel may cause the nonlinear relationship of the values of vertical reaction and the force generated by a hydraulic cylinder. The calculations showed the feasibility of stabilizing the vertical reactions in this case. However, this nonlinearity can cause some instability of vibrations of a vertical reaction. Another promising solution to the design of the hydraulic system of stabilization of the vertical reaction to the preservation of its sufficient efficiency is the use of hydraulic cylinders of unilateral action, which simplifies the system and makes it more available for use, even on compact automobiles.*

**Keywords:** stability of vehicle motion, automated suspension system of vehicle, nonlinear control system.