

ЧАСТОТНЫЙ АНАЛИЗ СИСТЕМЫ СТАБИЛИЗАЦИИ ВЕРТИКАЛЬНЫХ РЕАКЦИЙ ДОРОГИ НА КОЛЕСА

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

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия

ryazantsev1@yandex.ru

Вопросам безопасности движения автомобиля придается все большее значение. Совершенство современных конструкций позволяет автомобилям двигаться с достаточно высокой скоростью. При этом ввиду значительных размеров территории государства и многообразия дорог, на которых эксплуатируется автомобильный транспорт, могут встречаться участки с выраженным периодическим профилем, близким к синусоиде, с различными длинами волн от 0,5 до 1,5 м. На дороге с длиной волны периодического профиля 1 м при скорости автомобиля 36 км/ч система поддрессоривания получает кинематическое возбуждение с частотой 10 Гц. Это значение возбуждающей частоты находится в диапазоне реальных значений собственных частот колес в системах поддрессоривания автомобилей (5...12 Гц). Возникающие при этом колебания вертикальных реакций дороги на колеса приводят к снижению устойчивости движения автомобиля. Решению задачи борьбы с этим явлением предназначен новый метод повышения устойчивости движения автомобиля – метод управления вертикальными реакциями дороги на колеса при движении автомобиля по периодическим неровностям. В статье предлагается частотный анализ свойств системы стабилизации вертикальных реакций дороги на колеса. Рассматриваются различные варианты организации управления, алгоритмы управления с использованием различных типов регуляторов. В частности, рассматриваются варианты управления с использованием пропорциональных и пропорционально-дифференциальных регуляторов. Рассматривается вопрос мощности, потребляемой на управление системой стабилизации вертикальных реакций дороги на колеса автомобиля в зависимости от частоты возбуждения периодическим профилем. Выполненный анализ показывает, что правильно подобранные регуляторы снижают управляющие усилия в приводе управления, мощность, требуемую для управления при том, что результат управления, стабилизация вертикальной реакции дороги на колесо, становится более существенным.

Ключевые слова: устойчивость и управляемость автомобиля, система стабилизации вертикальных реакций, частотный анализ системы стабилизации вертикальных реакций, АЧХ и ФЧХ системы стабилизации вертикальных реакций.

Введение

С увеличением массы находящихся на дорогах страны автомобилей, учитывая современные тенденции в развитии их конструкций, в которых отчетливо проявляются огромные усилия производителей, направленные на повышение скорости движения транспортных средств, все большее значение приобретают системы активной безопасности, обеспечивающие автомобилям повышенную устойчивость и лучшую управляемость на дорогах. Этим вопросам сегодня посвящены многочисленные работы российских и иностранных ученых [1–4] как с точки зрения создания более совершенных рулевых управлений [5], так и создания более совершенных подвесок [6–9]. Хорошо разработаны методы расчетов приводов автоматизированных систем [10–11]. Про-

странства страны определяют наличие дорог разного качества. В том числе встречаются улучшенные дороги, качество которых периодически ухудшается с переменой сезонов. Ухудшение качества дорог может быть связано с появлением на дороге периодических неровностей. Такие же нарушения бывают и на грунтовых дорогах, например, на дорогах, проложенных в сельскохозяйственных полях. При движении автомобиля по таким дорогам возможны режимы, когда имеют место резонансные колебания колес. В этом случае возникают большие колебания вертикальной реакции дороги на колеса, не исключена и потеря связи колеса с дорогой, что способно резко понизить устойчивость движения и управляемость автомобиля. Снизить подобную опасность предназначена новая система активной безопас-

ности – система стабилизации вертикальных реакций дороги на колеса при движении автомобиля (СВРДК), разработанная в МГТУ им. Н.Э. Баумана. Эта система представляет собой систему управления вертикальными реакциями дороги на колеса при движении автомобиля по периодическому профилю. В настоящей статье представлены результаты исследования такой системы с точки зрения анализа ее частотных характеристик.

Цель исследования

Целью исследования является частотный анализ системы стабилизации вертикальных реакций дороги на колеса автомобиля.

Математическое описание и частотный анализ пассивной подвески одного колеса автомобиля

Математическое описание пассивной подвески одного колеса автомобиля для решения задачи о частотных характеристиках может быть представлено уравнениями:

$$\begin{aligned}
 m_2 \cdot \ddot{z}_2 &= c_y (z_1 - z_2) + k_a (\dot{z}_1 - \dot{z}_2), \\
 m_1 \cdot \ddot{z}_1 &= -c_y (z_1 - z_2) - k_a (\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + \\
 &+ c_{\text{ш}} (z_{\text{д}} - z_1) + k_{\text{ш}} (\dot{z}_{\text{д}} - \dot{z}_1).
 \end{aligned}$$

Здесь m_1, m_2 – неподрессоренная и поддрессоренная массы; c_y – упругий элемент подвески; k_a – амортизатор; $c_{\text{ш}}$ – радиальная жесткость шины; $k_{\text{ш}}$ – коэффициент неупругого сопротивления шины; z_1 – вертикальное перемещение центра тяжести колеса; z_2 – вертикальное перемещение центра тяжести кузова; $z_{\text{д}}$ – амплитуда профиля дороги.

Применив преобразования Лапласа к системе вышеприведенных линейных дифференциальных уравнений, получаем передаточную

функцию вертикального перемещения колеса по вертикальному перемещению профиля дороги. Эта функция определяется как:

$$\begin{aligned}
 W_{1\text{д}} &= \frac{z_1(s)}{z_{\text{д}}(s)} = \frac{(c_{\text{ш}} + k_{\text{ш}}s) \cdot (m_2s^2 + k_a s + c_y)}{(m_1s^2 + c_y + k_{\text{ш}}s + k_a s + c_{\text{ш}}) \times} \\
 &\times (m_2s^2 + k_a s + c_y) - (c_y + k_a s)^2 = \frac{M(s)}{G(s)},
 \end{aligned}$$

где

$$\begin{aligned}
 M(s) &= k_{\text{ш}} m_2 s^3 + (c_{\text{ш}} m_2 + k_{\text{ш}} k_a) s^2 + \\
 &+ (c_{\text{ш}} k_a + k_{\text{ш}} c_y) s + c_{\text{ш}} c_y; \\
 G(s) &= m_1 m_2 s^4 + (m_1 k_a + m_2 (k_{\text{ш}} + k_a)) s^3 + \\
 &+ ((m_1 c_y + (k_{\text{ш}} + k_a) k_a) + (c_{\text{ш}} + c_y) m_2 - k_a^2) s^2 + \\
 &+ ((k_a + k_{\text{ш}}) c_y + (c_y + c_{\text{ш}}) k_a - 2 c_y k_a) s + c_{\text{ш}} c_y.
 \end{aligned}$$

С параметрами принятого в качестве примера легкового автомобиля построим и представим амплитудно-частотную характеристику колебаний неподрессоренной массы системы, рассматривая ее как пассивную структуру. На диаграмме (рис. 1) видно, что резонансная частота неподрессоренной массы находится в районе 51,5 рад/с (8,2 Гц).

Подтверждение рассмотренных колебательных свойств пассивной системы поддрессирования можно найти и в диаграмме изменения вертикальной реакции от дороги в функции времени при моделировании в пакете *Matlab-simulink* движения автомобиля по синусоидальному профилю с переменной скоростью (рис. 2).

Диаграмма подтверждает, что собственная частота неподрессоренной массы, имитирующей массу колесно-ступичного узла, составляет примерно 8,2 Гц.

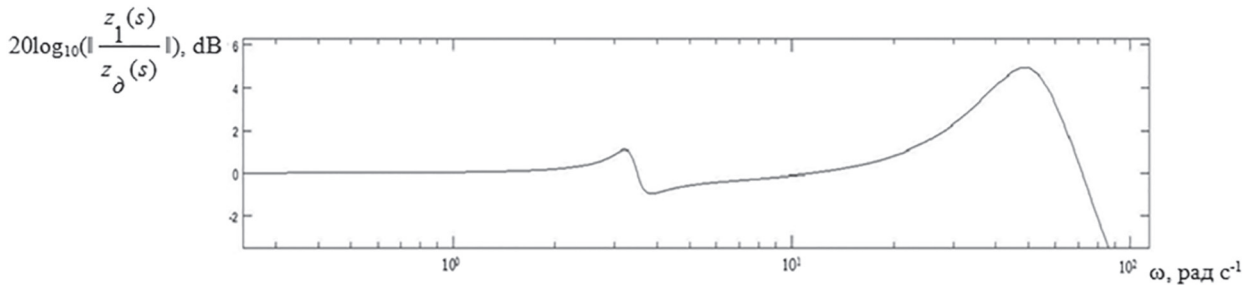


Рис. 1. Амплитудно-частотная характеристика колебаний неподрессоренной массы пассивной подвески при кинематическом возбуждении от дороги

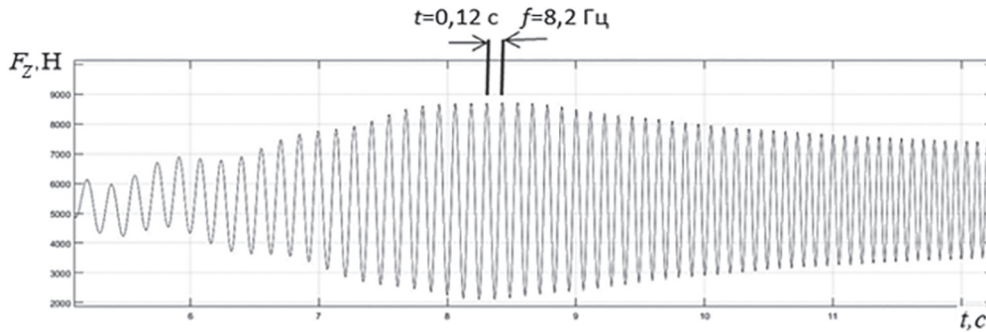


Рис. 2. Вертикальная реакция дороги на колесо в варианте линейной подвески без управления при движении по периодическому профилю с переменной скоростью

Схема, математическое описание и анализ системы стабилизации вертикальной реакции дороги на колесо с пропорциональным П-регулятором

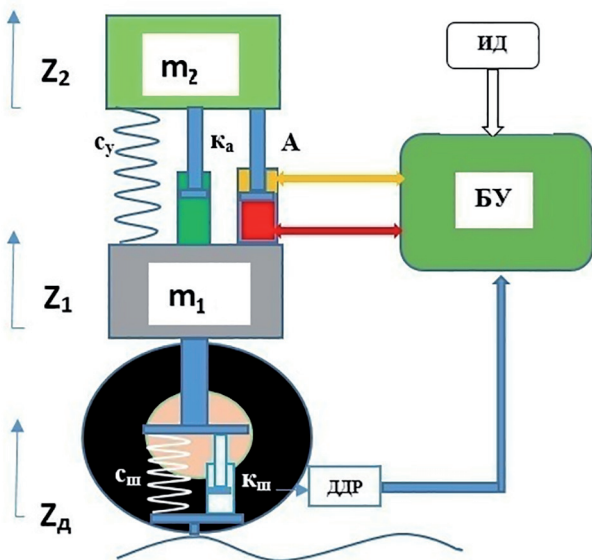


Рис. 3. Схема управления вертикальной реакцией дороги на колесо автомобиля при движении по периодическому профилю:

m_1, m_2 – неподрессоренная и прдрессоренная массы;
 c_y – упругий элемент подвески; k_a – амортизатор;
 A – актюатор (например, гидроцилиндр);
 $c_{ш}$ – радиальная жесткость шины; $k_{ш}$ – коэффициент неупругого сопротивления шины; БУ – блок управления; ДДР – датчик динамического радиуса; ИД – источник давления

Введем пропорциональный регулятор, который может работать по сигналу, получаемому от датчика вертикальной реакции на колесе или, учитывая применение линейной модели, от датчика радиальной деформации колеса. На рис. 3 схематически представлена система стабилизации вертикальной реакции на одно

колесо. В отличие от схемы пассивной подвески в схему подвески с системой стабилизации вертикальных реакций дороги на колесо параллельно упругому элементу и амортизатору включен гидроцилиндр – актюатор.

Представленная модель системы с пропорциональным регулятором описывается уравнениями:

$$m_2 \cdot \ddot{z}_2 = c_y (z_1 - z_2 + A_{п}) + k_a (\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + cc(z_1 - z_{д} - A_{ш}) - m_2 \cdot g,$$

$$m_1 \cdot \ddot{z}_1 = -c_y (z_1 - z_2 + A_{п}) - k_a (\dot{z}_1 - \dot{z}_2) - cc(z_1 - z_{д} - A_{ш}) - m_1 \cdot g + c_{ш}(z_{д} - z_1 + A_{ш}) + k_{ш} \cdot (\dot{z}_{д} - \dot{z}_2).$$

Здесь cc – коэффициент пропорциональности в пропорциональном регуляторе, $A_{п}$ – статическая длина упругого элемента подвески, $A_{ш}$ – статический радиус колеса. Сила, создаваемая в актюаторе, представляется как линейная функция вариации разницы динамического и статического радиусов колеса ($z_1 - z_{д} - A_{ш}$).

Применив преобразования Лапласа, получаем передаточную функцию вертикального перемещения неподрессоренной массы автомобиля от вертикальной координаты профиля дороги с использованием системы СВРДК с пропорциональным регулятором:

$$W_{1,д.п} = \frac{z_1(s)}{z_d(s)} = \frac{-(c_y cc + k_a cc s) + (cc + c_{ш} + k_{ш} s) \times (m_2 s^2 + k_a s + c_y)}{(m_1 s^2 + c_y + k_{ш} s + k_a s + c_{ш} + cc) \times (m_2 s^2 + k_a s + c_y)} = \frac{M(s)}{G(s)},$$

где

$$M(s) = (k_{ш} m_2) s^3 + ((cc + c_{ш}) m_2 + k_{ш} k_a) s^2 + (-k_a cc + (cc + c_{ш}) k_a + k_{ш} c_y) s + c_y c_{ш};$$

$$G(s) = (m_1 m_2) s^4 + (k_a m_1 + m_2 (k_{ш} + k_a)) s^3 + \\ + (m_1 c_y + (k_{ш} + k_a) k_a + (cc + c_{ш} + c_y) m_2 - k_a^2) s^2 + \\ + ((k_{ш} + k_a) c_y + (cc + c_{ш} + c_y) k_a - c_y k_a - \\ - k_a (cc + c_y)) s + c_y c_{ш}.$$

**Математическое описание
и анализ системы стабилизации
вертикальной реакции дороги
на колесо с пропорционально-
дифференциальным ПД-регулятором**

Математическая модель системы подвески с системой СВРДК с пропорционально-дифференциальным регулятором описывается системой уравнений:

$$m_2 \cdot \ddot{z}_2 = c_y (z_1 - z_2) + k_a (\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + \\ + cc (z_1 - z_d) + cd (\dot{z}_1 - \dot{z}_d), \\ m_1 \cdot \ddot{z}_1 = -c_y (z_1 - z_2) - k_a (\dot{z}_1 - \dot{z}_2) - cc (z_1 - z_d) - \\ - cd (\dot{z}_1 - \dot{z}_d) + c_{ш} (z_d - z_1) + k_{ш} (\dot{z}_d - \dot{z}_2).$$

Здесь cd – коэффициент пропорционально-сти в дифференциальном регуляторе.

Используя преобразования Лапласа и сделав дальнейшие необходимые преобразования, приходим к передаточной функции вида:

$$W_{\text{л.пд}} = \frac{z_1(s)}{z_d(s)} = \frac{M(s)}{G(s)},$$

где

$$M(s) = ((k_{ш} + cd) m_2) s^3 + (-cd k_a + (cc + c_{ш}) m_2 + \\ + (k_{ш} + cd) k_a) s^2 + (-k_a cc - c_y cd + (cc + c_{ш}) k_a + \\ + k_{ш} + cd) c_y) s + c_{ш} c_y; \\ G(s) = (m_1 m_2) s^4 + (k_a m_1 + m_2 \cdot (k_{ш} + k_a + cd)) s^3 + \\ + (m_1 c_y + (k_{ш} + k_a + cd) \cdot k_a + (cc + c_{ш} + c_y) \cdot m_2 - \\ - k_a \cdot (k_a + cd)) s^2 + ((k_{ш} + k_a + cd) c_y + \\ + (cc + c_{ш} + c_y) \cdot k_a - c_y \cdot (k_a + cd) - k_a \cdot (cc + c_y)) \times \\ \times s + c_y c_{ш}.$$

Аналогичные действия позволяют получить передаточную функцию от высоты профиля дороги к вертикальной реакции на колесе. Здесь представим передаточную функцию от дороги к реакции для случая применения управления с пропорциональным регулятором:

$$W_{F_z, z_d} = \frac{F_z(s)}{z_d(s)} = \frac{c_{ш} (z_1(s) - z_d(s))}{z_d(s)} = \frac{H(s)}{G(s)},$$

где

$$H(s) = -c_{ш} (m_1 m_2) s^4 + c_{ш} (k_{ш} m_2 - (k_a m_1 + \\ + m_2 (k_{ш} + k_a)) s^3 + c_{ш} ((cc + c_{ш}) m_2 + k_{ш} k_a) - \\ - (m_1 c_y + (k_{ш} + k_a) k_a + (cc + c_{ш} + c_y) m_2 - k_a^2) s^2 + \\ + c_{ш} ((-k_a cc + (cc + c_{ш}) k_a + k_{ш} c_y) - ((k_{ш} + k_a) c_y + \\ + (cc + c_{ш} + c_y) k_a - c_y k_a - k_a (cc + c_y)) s);$$

$$G(s) = (m_1 m_2) s^4 + (k_a m_1 + m_2 (k_{ш} + k_a)) s^3 + \\ + (m_1 c_y + (k_{ш} + k_a) k_a + (cc + c_{ш} + c_y) m_2 - k_a^2) s^2 + \\ + ((k_{ш} + k_a) c_y + (cc + c_{ш} + c_y) k_a - c_y k_a - \\ - k_a (cc + c_y)) s + c_y c_{ш}.$$

На рис. 4. представлены полученные с помощью передаточных функций амплитудно-частотные характеристики перемещения неподдресоренной массы при разных регуляторах.

В табл. 1 представлены результаты исследования эффективности различных алгоритмов управления системой стабилизации вертикальных реакций дороги на колеса при движении автомобиля по периодическому профилю на скорости, вызывающей колебания неподдресоренной массы на ее резонансной частоте.

Диаграмма амплитудно-частотной характеристики вертикальной реакции дороги на колесо, которая образуется в результате работы системы стабилизации вертикальной реакции при движении автомобиля по периодическому профилю, представлена на рис. 5.

На рис. 6 представлена полученная в результате моделирования в пакете Matlab-simulink диаграмма колебаний вертикальной силы F_z подвески одного колеса без управления и с управлением по двум алгоритмам: с П-регулятором и с ПД-регулятором. Амплитуда этих колебаний уменьшается на 43 % при использовании упомянутого выше пропорционального и на 70 % при использовании пропорционально-дифференциального регуляторов.

Фазо-частотные характеристики колебаний неподдресоренной массы в подвеске без управления и с управлением по двум алгоритмам: с П-регулятором и с ПД-регулятором можно видеть на рис. 7.

Диаграмма средней мощности, затрачиваемой на управление системой СВРДК с П-регулятором и с ПД-регулятором при дви-

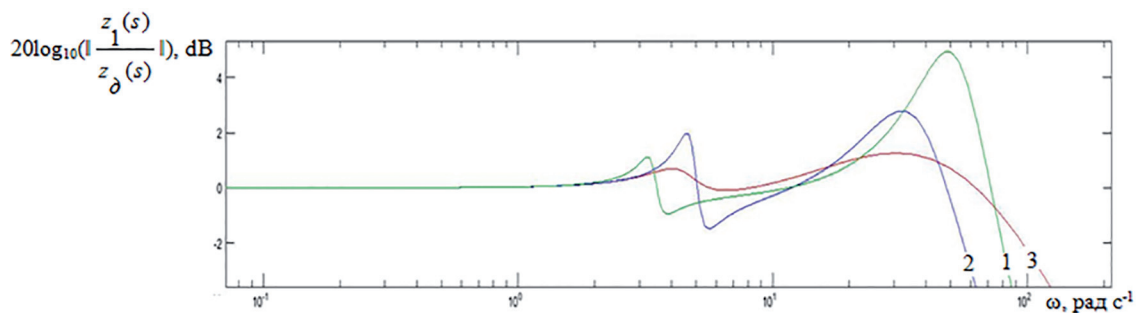


Рис. 4. Амплитудно-частотная характеристика перемещения неподдресоренной массы при разных регуляторах:

1 – подвеска без управления СВРДК; 2 – подвеска с управлением СВРДК и с пропорциональным регулятором; 3 – подвеска с управлением СВРДК с пропорционально-дифференциальным регулятором

Таблица 1

Результаты исследования эффективности различных алгоритмов управления системой стабилизации вертикальных реакций дороги на колеса автомобиля

	Без управления СВРДК	С управлением СВРДК, с пропорциональным регулятором	С управлением СВРДК, с пропорционально-дифференциальным регулятором
Максимальная амплитуда функции	4,9 dB	2,8 dB	1,6 dB
$20 \log \left(\frac{z_1(s)}{z_d(s)} \right)$	100 %	57 %	33 %

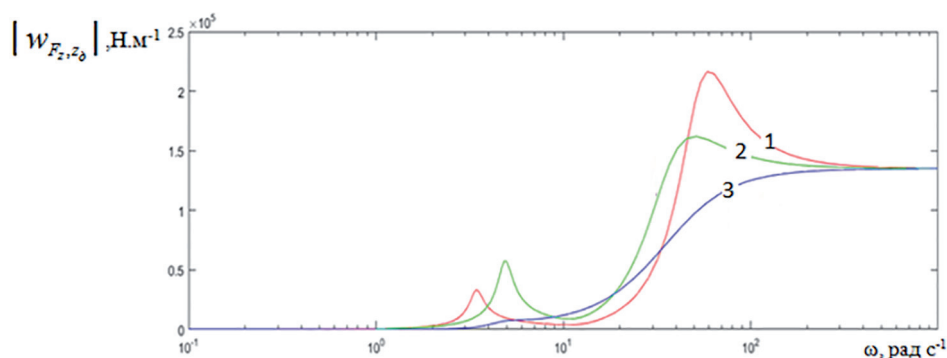


Рис. 5. Амплитудно-частотная характеристика вертикальной реакции дороги на колесо, которая образуется в результате работы системы стабилизации вертикальной реакции при движении автомобиля по периодическому профилю:

1 – система стабилизации вертикальной реакции не работает; 2 – работает система СВРДК с П-регулятором; 3 – работает система СВРДК с ПД-регулятором

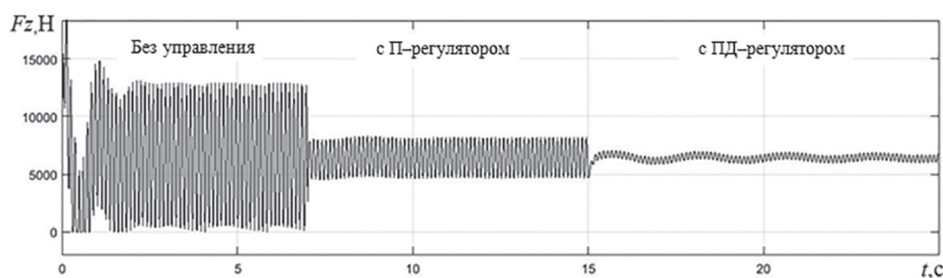


Рис. 6. Диаграмма колебаний вертикальной силы F_z , полученная в результате моделирования в пакете *Matlab-simulink* подвески модели одного колеса без управления и с управлением по двум алгоритмам: с П-регулятором и с ПД-регулятором

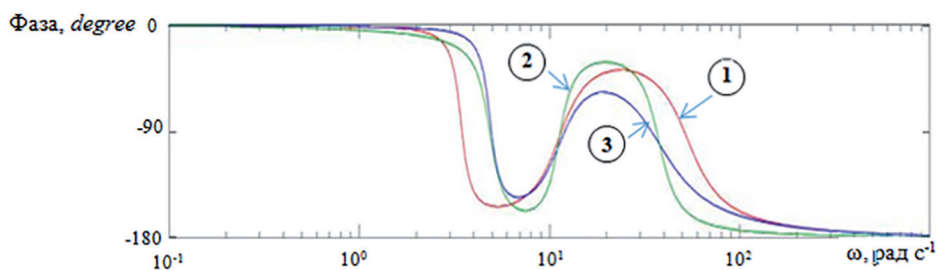


Рис. 7. Фазо-частотные характеристики колебаний неподрессоренной массы в подвеске без управления и с управлением по двум алгоритмам:

1 – система стабилизации вертикальной реакции не работает; 2 – работает система СВРДК с П-регулятором; 3 – работает система СВРДК с ПД-регулятором

жении автомобиля по периодическому профилю с амплитудой 0,04 м представлена на рис. 8. Из диаграммы следует, что работа системы СВРДК с ПД-регулятором требует затрачивать мощность на 20 % меньше, а стабилизация вертикальной реакции более, чем в 5 раз лучше (см. рис. 6), чем при работе с П-регулятором.

Заключение

Представленные в статье исследования частотных свойств системы стабилизации вертикальных реакций дороги на колеса при движении автомобиля по периодическому профилю подтверждают эффективность стабилизации вертикальных реакций дороги, что повышает устойчивость движения и управляемость автомобиля. Сделана сравнительная оценка эффективности систем управления с различными регуляторами при движении на различных скоростях, проанализировано потребление мощности на проработанных режимах.

Литература

1. Беляков В.В., Гончаров К.О., Макаров В.С. Теория автоматических систем автомобилей. В 2-х частях. Часть 1. Н. Новгород, 2008. 177 с.
2. Беляков В.В., Зезюлин Д.В., Макаров В.С., Тумасов А.В. Автоматические системы транспортных средств. М.: ФОРУМ: ИНФРА-М, 2015. 352 с.
3. Дыгало В.Г., Ревин А.А. Виртуально-физическая технология лабораторных испытаний систем активной безопасности автотранспортных средств. М.: Машиностроение, 2012. 388 с.
4. Jazar R.N. Vehicle Dynamics: Theory and Application. NY, Springer Science+Business Media, 2008. 1015 p.
5. Hamish Jamson, Phil Wiffin and Peter Burchill. Driver Response to Active Front Steer and Power-Assist Failures, Institute for Transport Studies, University of Leeds, LS2 9JT. Режим доступа: http://www.nads-sc.uiowa.edu/dscna/2005/papers/Driver_Response_Active_Front_Steer_Power-Assist_Failures.pdf.
6. Жеглов Л.Ф. Спектральный метод расчета систем поддрессирования колесных машин. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2013. 212 с.

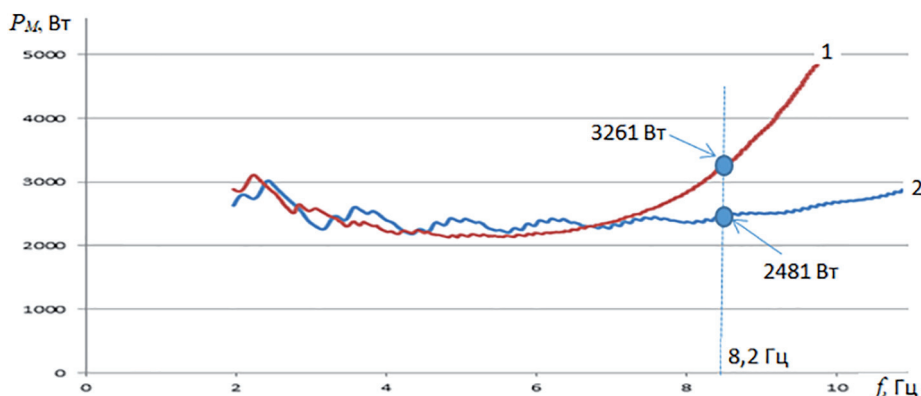


Рис. 8. Средняя мощность управления в системе СВРДК в функции частоты дороги для разных режимов управления системой СВРДК:
1 – система с П-регулятором; 2 – система с ПД-регулятором

7. Жилейкин М.М. Повышение быстроходности многоосных колесных машин путем адаптивного управления упруго-демпфирующими элементами системы поддрессоривания: дис. ...д-ра техн. наук. М., 2012. 280 с.
8. Venkateswarulu E., Ramesh raju N., Seshadri G. The active suspension system with hydraulic actuator for half car model analysis and self-tuning with PID controllers. *International Journal of Research in Engineering and Technology*, 2014, vol. 3, is. 9, pp. 415–421. Режим доступа: <http://esatjournals.net/ijret/2014v03/i09/IJRET20140309065.pdf>.
9. Рязанцев В.И., Альсаламех Бальсам. Стабилизация вертикальной реакции дороги на колеса при движении автомобиля по периодическому профилю // Известия МГТУ МАМИ. 2016. № 4(30). С. 50–65.
10. Попов Д.Н. Механика гидро- и пневмоприводов. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. 320 с.
11. Солодовников В.В., Плотников В.Н., Яковлев А.В. Теория автоматического управления техническими системами. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1993. 492 с.
5. Hamish Jamson, Phil Wiffin and Peter Burchill. Driver Response to Active Front Steer and Power-Assist Failures, Institute for Transport Studies, University of Leeds, LS2 9JT. URL: http://www.nads-sc.uiowa.edu/dscna/2005/papers/Driver_Response_Active_Front_Steer_Power-Assist_Failures.pdf.
6. Zheglov L.F. *Spektral'nyy metod rascheta sistem podressorivaniya kolesnykh mashin* [Spectral method for calculating the suspension systems of wheeled vehicles]. Moscow: Izd-vo MGTU im. N.E. Bauman Publ., 2013. 212 p.
7. Zhileykin M.M. *Povyshenie bystrokhodnosti mnogoosnykh kolesnykh mashin putem adaptivnogo upravleniya uprugо-dempfiruyushchimi elementami sistemy podressorivaniya*: dis. ...d-ra tekhn. nauk [Increase of speed of multi-axle wheeled machines by adaptive control of elastic-damping elements of the suspension system]. Moscow, 2012. 280 p.
8. Venkateswarulu E., Ramesh raju N., Seshadri G. The active suspension system with hydraulic actuator for half car model analysis and self-tuning with PID controllers. *International Journal of Research in Engineering and Technology*, 2014, vol. 3, is. 9, pp. 415–421. URL: <http://esatjournals.net/ijret/2014v03/i09/IJRET20140309065.pdf>.
9. Ryazantsev V.I., Al'salamekh Bal'sam. Stabilization of the vertical reaction of the road to the wheels when driving vehicles on a periodic profile. *Izvestiya MGTU MAMI*. 2016. No 4(30), pp. 50–65 (in Russ.).
10. Popov D.N. *Mekhanika gidro- i pnevmoprivodov* [Mechanics of hydraulic and pneumatic drives]. Moscow: Izd-vo MGTU im. N.E. Bauman Publ., 2002. 320 p.
11. Solodovnikov V.V., Plotnikov V.N., Yakovlev A.V. *Teoriya avtomaticheskogo upravleniya tekhnicheskimi sistemami* [Theory of automatic control of technical systems]. Moscow: Izd-vo MGTU im. N.E. Bauman Publ., 1993. 492 p.

References

1. Belyakov V.V., Goncharov K.O., Makarov V.S. *Teoriya avtomaticheskikh sistem avtomobiley* [The theory of automatic systems of automobiles]. V 2-kh chastyakh. Chast' 1. N. Novgorod, 2008. 177 p.
2. Belyakov V.V., Zezyulin D.V., Makarov V.S., Tumasov A.V. *Avtomatische sistemy transportnykh sredstv* [Vehicle automatic systems]. Moscow: FORUM: INFRA–M Publ., 2015. 352 p.
3. Dygalo V.G., Revin A.A. *Virtual'no-fizicheskaya tekhnologiya laboratornykh ispytaniy sistem aktivnoy bezopasnosti avtotransportnykh sredstv* [Virtual physical technology of laboratory testing of active vehicle safety systems]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 2012. 388 p.
4. Jazar R.N. *Vehicle Dynamics: Theory and Application*. NY, Springer Science+Business Media, 2008. 1015 p.

FREQUENCY ANALYSIS OF THE SYSTEM OF STABILIZATION OF VERTICAL REACTIONS ON THE WHEELS

Al'salamekh Bal'sam, Dr.Eng. V.I. Ryazantsev

Bauman MSTU, Moscow, Russia

ryazantsev1@yandex.ru

Increasing importance is given to the issues of road safety. Perfection of modern designs allows automobiles to move at a high enough speed. Taking into account the considerable size of the territory of the state and the variety of roads on which motor transport is operated, there may be areas with a pronounced periodic profile close to a sinusoid with different wavelengths from 0,5 to 1,5 m. On a road with a wave length of a periodic profile of 1 m at a vehicle speed of 36 km/h, the suspension system receives kinematic excitation at a frequency of 10 Hz. This value of the exciting frequency is in the range of real values of the natural frequencies of the wheels in the suspension systems of vehicles (5... 12 Hz). The resulting fluctuations in the vertical reactions of the road to the wheels lead to a decrease in the stability of the vehicle's movement. To solve the task of combating this phenomenon, a new method of increasing the stability of the vehicle's motion is designed – the method of controlling the vertical reactions of the road to the wheels when the car moves along periodic irregularities. The paper offers a frequency analysis of the properties of the stabilization system of vertical road reactions to wheels. Various variants of the control organization, algorithms formation using different types of regulators are considered. In particular, control options are considered with the use of proportional and proportional-differential regulators. The issue of the power consumed to control the system for stabilizing vertical reactions of the road to the automobile's wheels is considered, depending on the frequency of excitation by the periodic profile. The performed analysis shows that correctly selected regulators reduce the control forces in the control drive, the power required for control, while the result of control, stabilization of the vertical reaction of the road to the wheel, becomes more significant.

Keywords: *stability and controllability of vehicle, vertical reaction stabilization system, frequency analysis of the vertical reaction stabilization system, Frequency response and Phase response systems of stabilization of vertical reactions.*