

Транспортное и энергетическое машиностроение

УДК 629.3.017

DOI 10.18698/0536-1044-2017-5-29-36

Стабилизация вертикальных реакций дороги на колеса и плавность хода автомобиля

Альсаламех Бальсам, В.И. Рязанцев

МГТУ им. Н.Э. Баумана, 105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1

The Stabilization of the Vertical Reactions of the Road on the Wheels and Ride Quality of a Vehicle

Alsalameh Balsam, V.I. RyazantsevBMSTU, 105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1

e-mail: balsam34@hotmail.com, ryazantsev1@yandex.ru

i Рассмотрен вопрос повышения устойчивости движения и плавности хода автомобиля при движении по периодическим неровностям. Колебания машины влияют практически на все ее основные эксплуатационные свойства (устойчивость, управляемость и плавность хода), а также на расход топлива. Движение автомобиля в условиях резонансного режима колес может сопровождаться ослаблением вертикальной реакции дороги на них и даже их отрывом от дороги, что приводит к снижению устойчивости машины. Резонансные колебания кузова характеризуются значительными линейными и угловыми перемещениями самого кузова и полезной нагрузки машины (водитель, пассажиры, грузы и т. д.). Эти перемещения могут привести к опасным дорожно-транспортным ситуациям. Таким образом, проявляются неблагоприятные условия движения с точки зрения устойчивости и управляемости транспортного средства, а также плавности хода, определяющей уровень комфорта. Предложена новая система активной безопасности машины, позволяющая повысить плавность хода. Приведены результаты исследования влияния работы системы стабилизации вертикальных реакций дороги на плавность хода автомобиля.

Ключевые слова: автоматизированное управление подвеской автомобиля, стабилизация вертикальных реакций дороги, система стабилизации вертикальных реакций, устойчивость движения автомобиля, плавность хода автомобиля.

i The article discusses the issue of increasing driving stability and ride quality of a vehicle when driving on a road with a periodic profile. Vehicle vibrations have an impact on virtually all the main operational properties of the vehicle (stability, control and ride quality) as well as fuel consumption. The movement of the vehicle under resonance wheel conditions can be accompanied by a weakening of the vertical reaction of the road on the wheels and even wheel detachment from the road that can decrease vehicle stability. Resonant vibrations of the vehicle body are characterized by large linear and angular displacements of the body and the vehicle payload (driver, passengers, cargo, etc.) that can lead to dangerous road situations. This manifests in adverse driving conditions, both from the point of view of

stability and controllability of the vehicle, and the ride quality that determines the comfort of using the vehicle. The paper proposes a new active safety system that helps to increase the vehicle ride quality. The research results of the influence of the stabilization system of the vertical reactions of the road on the ride quality are presented.

Keywords: automated control of vehicle suspension, stabilization of the vertical reactions of the road, stabilization system of the vertical reactions, vehicle stability, vehicle ride quality.

В мире немало стран, занимающих огромную территорию (Россия, Китай, Индия, Канада, США и др.), где достаточно трудно обеспечить надлежащее качество дорог, протяженность которых измеряется десятками и сотнями тысяч километров. Геологические и климатические условия, сезонные явления и характер движения транспортных средств вызывают деформации и нарушение ровности дорог — как грунтовых, так и с твердым покрытием.

Во многих случаях характер деформаций приводит к образованию на дороге некоторого периодического профиля, близкого к синусоиде, с длинами волн от 0,5 до 1,5 м. Если длина волны периодического профиля составляет 1 м, то при скорости автомобиля 36 км/ч система поддрессоривания получает кинематическое возбуждение с частотой 10 Гц. Это значение частоты находится в диапазоне реальных собственных частот колес в системе поддрессоривания машин (5...12 Гц). При совпадении упомянутых частот колеса движущегося транспортного средства начинают испытывать интенсивные колебания, сопровождаемые значительными изменениями вертикальной силы, действующей на колесо со стороны дороги. В определенных случаях вертикальная реакция (ВР) дороги на колесо может оказаться нулевой. Ослабление ВР снижает устойчивость автомобиля, что может привести к опасным дорожно-транспортным ситуациям в случае воздействия боковых сил, создаваемых ветром или центробежной силой, при движении на вираже.

Если машина испытывает действие периодического профиля дороги на частоте собственных колебаний поддрессоренной массы в движении вдоль вертикальной оси или в продольных угловых колебаниях, то возникает возможность ослабления ВР, также ведущего к снижению устойчивости автомобиля. Отсюда вытекает целесообразность создания систем активной безопасности, снижающих такие колебания до безопасных пределов и тем самым повышающих безопасность движения транспортных средств по участкам с выраженным периодическим профилем. Одним из известных

технических решений такого типа является система стабилизации положения поддрессоренной массы, примененная на серийном автомобиле Mercedes W221 S-class.

Колебания в системах поддрессоривания остаются предметом исследования российских и зарубежных ученых уже в течение многих лет. В публикациях [1–4] рассмотрены управляемые системы поддрессоривания, снабженные устройствами стабилизации положения кузова автомобиля в целях создания более комфортных условий для пассажиров и перевозимых грузов. В работах [5–15] представлены многочисленные варианты систем автоматизированного управления подвеской машины, включая активные и полупассивные системы поддрессоривания.

Цель работы — исследование метода повышения устойчивости движения автомобиля по периодическим неровностям путем стабилизации ВР дороги и его влияния на стабилизацию положения кузова по высоте и углам в продольной и поперечной вертикальных плоскостях, т. е. на повышение активной безопасности и плавности хода машины.

На рис. 1 представлена схема системы управления стабилизацией ВР дороги на одно колесо автомобиля, которая включает в себя поддрессоренную m_2 и неподдрессоренную m_1 массы, а также подвеску, связывающую их. Первая имитирует массу кузова машины, вторая — массу автомобильного колеса с подвижными деталями подвески, подшипникового узла и тормозного механизма. В состав подвески, связывающей массы m_2 и m_1 , входит упругий элемент с жесткостью c_y , амортизатор с коэффициентом сопротивления k_a и расположенный параллельно им управляемый элемент — исполнительное устройство, которое часто называют актюатором. В качестве такого устройства можно использовать практически любой двигатель линейного действия: гидравлический цилиндр, электромагнитный линейный двигатель или пневмодвигатель. Эти агрегаты могут различаться как по характеристикам, так и по особенностям управления ими.

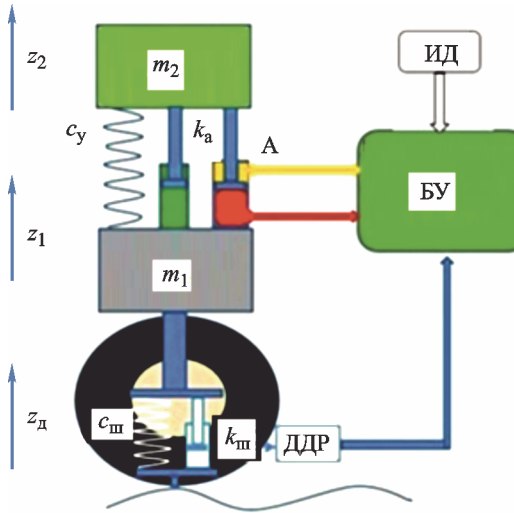


Рис. 1. Схема системы управления стабилизацией ВР дороги на колесо автомобиля при движении по периодическому профилю:

А — актуатор (гидроцилиндр); ИД — источник давления; БУ — блок управления; ДДР — датчик динамического радиуса

Представленная на рис. 1 модель описывается уравнениями

$$m_2 \ddot{z}_2 = c_y(z_1 - z_2 + A_n) + k_a(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + c_c(z_1 - z_d - r_d) - m_2 g;$$

$$m_1 \ddot{z}_1 = -c_y(z_1 - z_2 + A_n) - k_a(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) - c_c(z_1 - z_d - r_d) - m_1 g + c_{ш}(z_d - z_1 + A_{ш}) + k_{ш}(\dot{z}_d - \dot{z}_1),$$

где \ddot{z}_2 , \ddot{z}_1 и z_2 , z_1 — вертикальные ускорения и координаты поддрессоренной и неподдрессоренной масс соответственно; A_n , $A_{ш}$ — постоянные коэффициенты; c_c — передаточный коэффициент, определяющий значение силы, со-

здаваемой в актуаторе; z_d — вертикальная координата профиля дороги; r_d — динамический радиус колеса автомобиля в покое; $c_{ш}$ — радиальная жесткость шины; $k_{ш}$ — коэффициент демпфирования в шине.

Для решения задачи о колебаниях системы поддрессоривания автомобиля создадим его частную динамическую модель, а именно модель системы поддрессоривания с элементами системы управления стабилизацией ВР. Схема этой системы представлена на рис. 2, где α_x — угол крена; α_y — угол тангажа (угол в продольной вертикальной плоскости между горизонтальной и продольной осями автомобиля); С — центр тяжести (ЦТ) автомобиля.

Представленная на рис. 2 модель описывается уравнениями

$$J_y \ddot{\alpha}_y = (F_{z_{3л}} + F_{z_{3п}}) L_3 - (F_{z_{пп}} + F_{z_{пл}}) L_п;$$

$$J_x \ddot{\alpha}_x = (F_{z_{пл}} + F_{z_{3л}}) D_л - (F_{z_{пп}} + F_{z_{3п}}) D_п;$$

$$m_{body} \dot{v}_{Cz} = F_{z_{пп}} + F_{z_{пл}} + F_{z_{3л}} + F_{z_{3п}},$$

где J_y и J_x — моменты инерции корпуса машины относительно осей y и x ; $F_{z_{3л}}$, $F_{z_{3п}}$, $F_{z_{пп}}$, $F_{z_{пл}}$ — суммарные силы, действующие на кузов от подвесок; L_3 и $L_п$ — расстояния от поперечной вертикальной плоскости, проходящей через ЦТ автомобиля, до задней и передней подвески; $D_л$ и $D_п$ — расстояния от продольной вертикальной плоскости, проходящей через ЦТ до левой и правой подвески; m_{body} — поддрессоренная масса автомобиля; \dot{v}_{Cz} — ускорение ЦТ относительно оси z .

При реальном движении автомобиля в режиме резонанса колес может возникнуть их

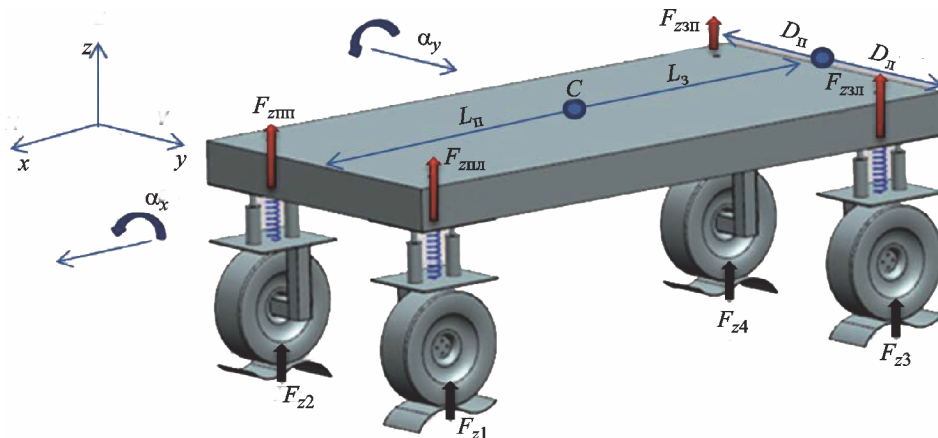


Рис. 2. Схема динамической модели системы поддрессоривания автомобиля с активным управлением ВР дороги на колеса

отрыв от дороги. В этом случае математическое описание связи колеса с дорогой принимает нелинейный характер. К принятому для линейной модели описанию добавляется условие, заключающееся в том, что ВР колеса не может быть отрицательной. Для решения такой нелинейной задачи применим метод имитационного моделирования, реализуемый в пакете MATLAB/Simulink.

Моделирование движения автомобиля в резонансном режиме колеса (на частоте 11 Гц) по синусоидальному профилю с амплитудой 0,04 м позволяет оценить эффективность управления процессом стабилизации ВР на такой высокой частоте. Результаты расчетов приведены на рис. 3. На этом и последующих рисунках представлены режимы движения автомобиля без управления ВР в интервале 0...10 с и с управлением ВР в диапазоне 10...20 с.

При движении машины без управления ВР размах ВР колеса составляет 14 500 Н, а с управлением ВР — 7 855 Н, т. е. ее значение уменьшается почти в 2 раза. Это существенно повышает устойчивость автомобиля, а следовательно, и безопасность его движения. Однако при этом происходит небольшое увеличение амплитуды вертикальных колебаний ЦТ его кузова, которая при частоте 11 Гц в режиме неуправляемой подвески составляет 0,5 мм. При применении системы стабилизации ВР амплитуда возрастает до 1,5 мм, но такое снижение плавности хода автомобиля вполне допустимо ввиду значительного повышения его устойчивости.

На рис. 4 приведены диаграммы изменения во времени мгновенной мощности, затрачиваемой на управление системой стабилизации ВР дороги на колеса, и силы, создаваемой

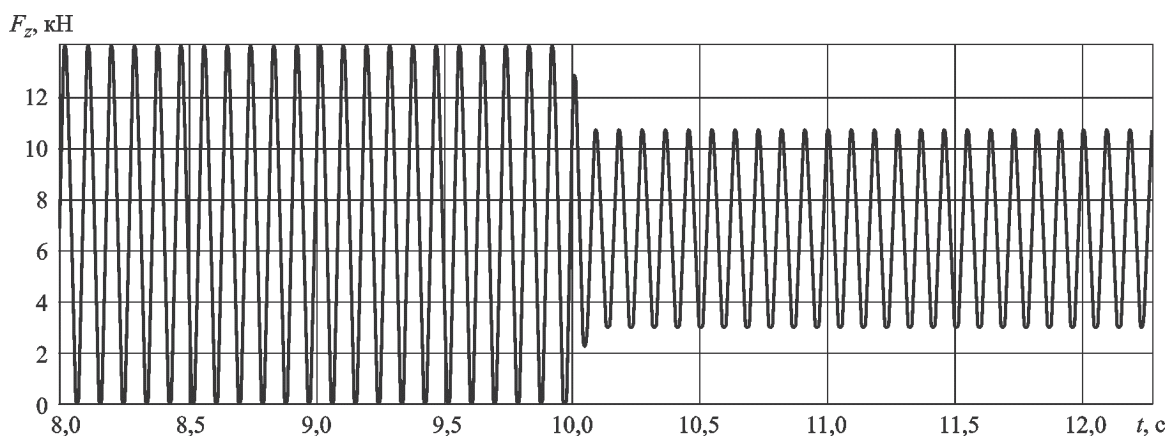


Рис. 3. Диаграмма изменения во времени t ВР дороги (F_z) на колеса автомобиля при движении в режиме их резонанса по синусоидальному профилю с амплитудой 0,04 м без управления и с управлением ВР

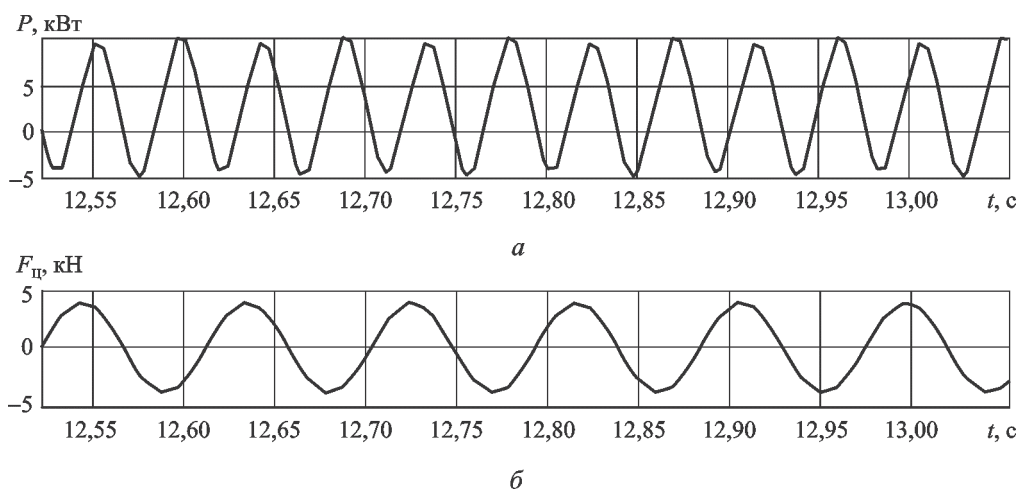


Рис. 4. Диаграммы изменения во времени t параметров работы системы стабилизации ВР дороги на колеса: а — мгновенной мощности P , затрачиваемой на управление системой стабилизации ВР дороги на колеса; б — силы $F_{ц}$, создаваемой актуатором

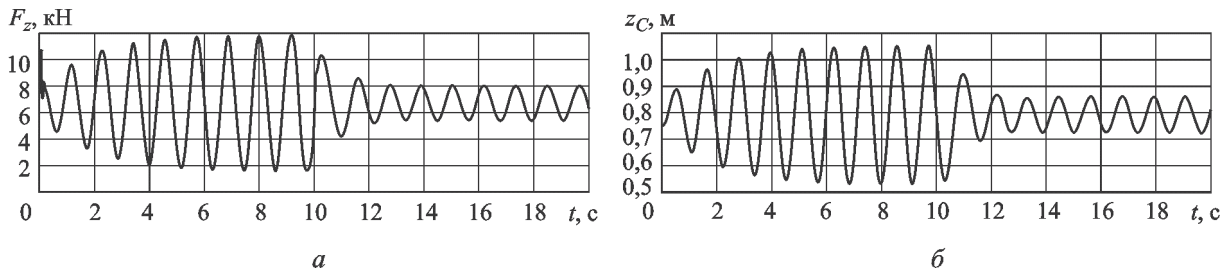


Рис. 5. Диаграммы изменения во времени t ВР дороги (F_z) на колеса машины в резонансном режиме кузова (а) и вертикального положения ЦТ автомобиля z_c при колебаниях на собственной частоте кузова (б) в процессе движения по синусоидальному профилю с амплитудой 0,05 м без управления и с управлением ВР

актюатором. Максимальная мгновенная мощность P составляет 10 кВт, а средняя мощность — 8,3 кВт. Управляющая сила $F_{ц}$ изменяется в пределах $-4...+4$ кН.

Важнейшим достоинством нового метода управления ВР является способность системы обеспечивать стабилизацию как ВР дороги на колеса автомобиля, так и (в определенной степени) положения его кузова на частоте собственных колебаний по вертикальной оси, а также при продольных и поперечных угловых колебаниях.

При моделировании колебаний машины, подвеска которой возбуждается на частоте собственных колебаний кузова от действия дороги синусоидального профиля с амплитудой 0,05, также режим движения автомобиля без управления ВР представлен в интервале $0...10$ с, а с управлением ВР — в диапазоне $10...20$ с. С учетом того, что при движении автомобиля по периодическим неровностям в режиме вертикальных колебаний кузова все колеса движутся и нагружаются одинаково (вследствие того, что модель выполнена симметричной относительно собственных горизонтальных осей), на диаграмме (рис. 5, а) представлена кривая изменения во времени вертикальной силы на одном колесе. Амплитуда колебаний ВР дороги на колесо при отсутствии управления ВР составляет 5 187 Н, а при его наличии — примерно 1 341 Н, т. е. ее значение уменьшается почти в 4 раза.

Результаты расчета вертикального положения ЦТ автомобиля при колебаниях на собственной частоте кузова в процессе движения по синусоидальному профилю с амплитудой 0,05 м (рис. 5, б) показали, что без управления ВР амплитуда вертикальных колебаний ЦТ равна 0,26 м, а с управлением ВР — 0,069 м, т. е. второе значение составляет 26 % первого.

Рассмотрим влияние работы системы стабилизации ВР дороги на продольные угловые колебания кузова машины. Следует отметить, что для чистоты компьютерного эксперимента в решаемую модель заложена схема автомобиля с симметричным распределением нагрузок на переднюю и заднюю ось, а также на левую и правую сторону, что дает возможность считать независимыми вертикальные и продольные угловые колебания кузова.

Результаты моделирования режима движения автомобиля по профилю дороги, возбуждающему продольные и поперечные угловые колебания кузова с резонансной частотой, показали эффективность управления ВР колес с точки зрения стабилизации положения кузова как по продольному углу (углу тангажа), так и по поперечному (углу крена). Значения амплитуд колебаний углов тангажа и крена без управления (А) и с управлением ВР колес (Б) приведены ниже:

	А	Б
Амплитуда колебаний угла тангажа α_y , градус	8,5	2,5
Амплитуда колебаний угла крена α_x , градус	12,5	5,0

Как видно из приведенных данных, амплитуда колебаний угла тангажа при движении машины без использования системы стабилизации ВР дороги на колеса составила $8,5^\circ$, а угла крена — $12,5^\circ$. Применение системы стабилизации ВР на колеса позволило уменьшить значения амплитуд α_y и α_x до $2,5$ и 5° , т. е. более чем в 3 и 2,5 раза соответственно.

Выводы

1. Использование предлагаемой активной подвески, включающей в себя систему управле-

ния ВР дороги на колеса автомобиля, обеспечивает стабилизацию:

- ВР дороги на колеса, что увеличивает устойчивость движения машины, уменьшая амплитуду вертикальной силы взаимодействия дороги и колеса на 55...65 %;
- вертикальной координаты положения кузова в пространстве, а также углов тангажа и

крена, что повышает плавность хода автомобиля и увеличивает комфорт пассажиров, в 2–3 раза снижая амплитуду вертикальных и угловых колебаний.

2. Мощность, затрачиваемая на управление подвесками четырех колес легкового автомобиля, в среднем составляет 0,25...16 кВт.

Литература

- [1] Ларин В.В. *Теория движения полноприводных колесных машин*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. 391 с.
- [2] Jazar R.N. *Vehicle Dynamics: Theory and Application*. NY, Springer Science+Business Media, 2008. 1015 p.
- [3] Жеглов Л.Ф. *Спектральный метод расчета систем поддрессирования колесных машин*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2013. 212 с.
- [4] Жилейкин М.М. *Повышение быстроходности многоосных колесных машин путем адаптивного управления упруго-демпфирующими элементами системы поддрессирования*. Дис. ... д-ра техн. наук. Москва, 2012. 280 с.
- [5] Попов Д.Н. *Механика гидро- и пневмоприводов*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. 320 с.
- [6] 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> (дата обращения 15 февраля 2017).
- [7] Fang J. *Active suspension system of quarter car*. A thesis presented to the graduate school of the University of Florida in partial fulfillment of the requirements for the degree of master of science, University of Florida, 2014. 70 p. URL: <http://matlabproject.ir/form/files/246735.pdf> (дата обращения 1 февраля 2017).
- [8] Kruczek A., Stribrsky A. A Full-Car Model for Active Suspension – Some Practical Aspects. *Proceedings of the IEEE International Conference on Mechatronics*, 2004, pp. 41–45. URL: ieeexplore.ieee.org/iel5/9394/29807/01364409.pdf (дата обращения 15 января 2017).
- [9] Fu Cheng Wang. *Design and Synthesis of Active and Passive Vehicle Suspensions*. A dissertation submitted for the degree of Doctor of Philosophy, University of Cambridge. United Kingdom, 2001. URL: <http://citeseerx.ist.psu.edu/viewdoc/download?doi=10.1.1.6.5818&rep=rep1&type=pdf> (дата обращения 1 февраля 2017).
- [10] Kruczek A., Stribrsky A., Honcu J., Hlinovsky M. Automotive active suspension — case study on H-infinity control. *Proceedings of the 13th WSEAS International Conference on Automatic Control, Modelling and Simulation*, 2011, pp. 392–397. URL: <http://wseas.us/e-library/conferences/2011/Lanzarote/ACMOS/ACMOS-78.pdf> (дата обращения 1 февраля 2017).
- [11] Fayyad S.M. Constructing Control System for Active Suspension System. *Contemporary Engineering Sciences*, 2012, vol. 5, no. 4, pp. 189–200. URL: <http://m-hikari.com/ces/ces2012/ces1-4-2012/fayyadCES1-4-2012-1.pdf> (дата обращения 15 февраля 2017).
- [12] Kruczek A., Stribrsky A., Honcu J., Hlinovsky M. Active Suspension – Case Study on Robust Control. *World Academy of Science, Engineering and Technology*, 2011, vol. 78, pp. 411–416. URL: <http://waset.org/publications/15781/active-suspension-case-study-on-robust-control> (дата обращения 15 февраля 2017).
- [13] Chantranuwathana S., Huei Peng. Adaptive robust force control for vehicle active suspensions. *International Journal of Adaptive Control and Signal Processing*, 2004, pp. 83–102. URL: https://www.researchgate.net/publication/227657270_Adaptive_robust_force_control_for_vehicle_active_suspensions (дата обращения 15 февраля 2017).

- [14] Schofield B. *Model-Based Vehicle Dynamics Control for Active Safety*. PHD thesis, Lund Institute of Technology, 2008. 186 p.
- [15] Нгуен Чи Конг. *Повышение устойчивости движения автомобиля использованием системы управления сходимением колес*. Дис. ... канд. техн. наук. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2009. 135 с.

References

- [1] Larin V.V. *Teoriia dvizheniia polnoprivodnykh kolesnykh mashin* [Theory of motion of four-wheel drive wheeled vehicles]. Moscow, Bauman Press, 2010. 391 p.
- [2] Jazar R.N. *Vehicle Dynamics: Theory and Application*. NY, Springer Science+Business Media, 2008. 1015 p.
- [3] Zheglov L.F. *Spektral'nyi metod rascheta sistem podressorivaniia kolesnykh mashin* [Spectral method of calculation of the suspension systems of wheeled vehicles]. Moscow, Bauman Press, 2013. 212 p.
- [4] Zhileikin M.M. *Povyshenie bystrokhodnosti mnogoosnykh kolesnykh mashin putem adaptivnogo upravleniia uprugo-dempfiruiushchimi elementami sistemy podressorivaniia*. Diss. dokt. tekhn. nauk [Increasing the specific speed of multi-wheeled vehicles by adaptive control of elastic-damping elements of the suspension system. Dr. tech. sci. diss.]. Moscow, Bauman Press, 2012. 280 p.
- [5] Popov D.N. *Mekhanika gidro- i pnevmoprivodov* [Mechanics, hydro- and pneumatic drives]. Moscow, Bauman Press, 2002. 320 p.
- [6] 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. Available at: <http://esatjournals.net/ijret/2014v03/i09/IJRET20140309065.pdf> (accessed 15 February 2017).
- [7] Fang J. *Active suspension system of quarter car*. A thesis presented to the graduate school of the University of Florida in partial fulfillment of the requirements for the degree of master of science, University of Florida, 2014. 70 p. Available at: <http://matlabproject.ir/form/files/246735.pdf> (accessed 1 February 2017).
- [8] Kruczek A., Stribrsky A. A Full-Car Model for Active Suspension – Some Practical Aspects. *Proceedings of the IEEE International Conference on Mechatronics*, 2004, pp. 41–45. Available at: ieeexplore.ieee.org/iel5/9394/29807/01364409.pdf (accessed 15 February 2017).
- [9] Fu Cheng Wang. *Design and Synthesis of Active and Passive Vehicle Suspensions*. A dissertation submitted for the degree of Doctor of Philosophy, University of Cambridge. United Kingdom, 2001. Available at: <http://citeseerx.ist.psu.edu/viewdoc/download?doi=10.1.1.6.5818&rep=rep1&type=pdf> (accessed 1 February 2017).
- [10] Kruczek A., Stribrsky A., Honcu J., Hlinovsky M. Automotive active suspension – case study on H-infinity control. *Proceedings of the 13th WSEAS International Conference on Automatic Control, Modelling and Simulation*, 2011, pp. 392–397. Available at: <http://wseas.us/e-library/conferences/2011/Lanzarote/ACMOS/ACMOS-78.pdf> (accessed 1 February 2017).
- [11] Fayyad S.M. Constructing Control System for Active Suspension System. *Contemporary Engineering Sciences*, 2012, vol. 5, no. 4, pp. 189–200. Available at: <http://m-hikari.com/ces/ces2012/ces1-4-2012/fayyadCES1-4-2012-1.pdf> (accessed 15 February 2017).
- [12] Kruczek A., Stribrsky A., Honcu J., Hlinovsky M. Active Suspension — Case Study on Robust Control. *World Academy of Science, Engineering and Technology*, 2011, vol. 78, pp. 411–416. Available at: <http://waset.org/publications/15781/active-suspension-case-study-on-robust-control> (accessed 15 February 2017).
- [13] Chantranuwathana S., Huei Peng. Adaptive robust force control for vehicle active suspensions. *International Journal of Adaptive Control and Signal Processing*, 2004, pp. 83–102. Available at: https://www.researchgate.net/publication/227657270_Adaptive_robust_force_control_for_vehicle_active_suspensions (accessed 15 February 2017).

- [14] Schofield B. *Model-Based Vehicle Dynamics Control for Active Safety*. PHD thesis, Lund Institute of Technology, 2008. 186 p.
- [15] Nguen Chi Kong. *Povyshenie ustoichivosti dvizheniia avtomobilia ispol'zovaniem sistemy upravleniia skhozhdeniem koles*. Diss. kand. tekhn. nauk [Improving the stability of the vehicle using the control system of the wheel alignment. Cand. techn. sci. diss.]. Moscow, Bauman Press, 2009. 135 p.

Статья поступила в редакцию 28.02.2017

Информация об авторах

АЛЬСАЛАМЕХ Бальсам (Москва) — аспирант кафедры «Колесные машины». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: balsam34@hotmail.com).

РЯЗАНЦЕВ Виктор Иванович (Москва) — доктор технических наук, профессор кафедры «Колесные машины». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: ryazantsev1@yandex.ru).

Information about the authors

ALSALAMEN Balsam (Moscow) — Postgraduate, Department of Wheeled Vehicles. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: balsam34@hotmail.com).

RYAZANTSEV Viktor Ivanovich (Moscow) — Doctor of Science (Eng.), Professor, Department of Wheeled Vehicles. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: ryazantsev1@yandex.ru).



В Издательстве МГТУ им. Н.Э. Баумана
вышла в свет монография
А.И. Смородина, Е.И. Сторчая

«Бесфлюсовая пайка алюминия в криогенной технике»

Обобщены результаты исследований по технологии высоко-температурной бесфлюсовой пайки алюминия и ее внедрению при создании ответственных изделий криогенной техники.

Книга будет полезна инженерно-техническим работникам научно-исследовательских и проектных институтов, конструкторам и технологам, а также студентам вузов и техникумов.

По вопросам приобретения обращайтесь:

105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.
Тел.: +7 499 263-60-45, факс: +7 499 261-45-97;
press@bmstu.ru; www.baumanpress.ru