

УДК 629.33

DOI 10.18698/0536-1044-2016-2-28-35

Разработка принципов повышения устойчивости автопоездов от бокового опрокидывания в повороте

Г.Г. Анкинович¹, А.Н. Вержбицкий¹, М.М. Жилейкин¹, Г.И. Скотников²

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

² ООО «Наземные Транспортные Системы», 105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1

The Development of Principles to Improve Stability of Road Trains against Lateral Rollover when Turning

G.G. Ankinovich¹, A.N. Verzhbitskiy¹, M.M. Zhileykin¹, G.I. Skotnikov²

¹ BMSTU, 105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1

² ООО Ground Transportation Systems, 105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1



e-mail: ank-gg42@yandex.ru, aver@bmstu.ru, jileykin_m@mail.ru, skotnikov.g@yandex.ru



Устойчивость и управляемость являются важнейшими свойствами многозвенных транспортных средств (МТС), поскольку при увеличении скорости движения подвижного состава эти свойства определяют безопасность его эксплуатации. Повышение безопасности движения МТС тем более актуально, что дорожно-транспортные происшествия с их участием сопровождаются наиболее тяжелыми последствиями и значительным экономическим ущербом. Одной из самых распространенных причин дорожно-транспортных происшествий является боковое опрокидывание прицепа или полуприцепа при совершении поворота со скоростью, превышающей критическое значение. В статье разработаны принципы повышения устойчивости движения МТС при возникновении опасности потери устойчивости по боковому опрокидыванию. Предложены алгоритмы работы системы динамической стабилизации движения автопоездов, обеспечивающие предотвращение опрокидывания прицепного звена при совершении поворота в случае превышения критического значения скорости движения. Методами имитационного моделирования доказана эффективность алгоритмов системы динамической стабилизации движения автопоездов.

Ключевые слова: автопоезд, многозвенное транспортное средство, устойчивость, управляемость, система динамической стабилизации, боковое опрокидывание.



Stability and controllability are the most important properties of multi-combination vehicles (MCVs) because with the increase of speed it is these properties that determine the operational safety of the vehicles. Improving the MCV traffic safety is especially important because traffic accidents involving these types of vehicles lead to the most severe consequences and considerable damage. One of the most common causes of traffic accidents is lateral rollover of a trailer or semi-trailer when making a turn at a speed exceeding the threshold. The article presents the principles of increasing the MCV stability when lateral stability is jeopardized. The authors propose algorithms of dynamic stabilization of road train movement that prevent trailer rollover accidents in the event of making a turn at a speed exceeding the threshold value. The efficiency and effectiveness of the developed algorithms for the dynamic stabilization of the road train movement is proved by simulation modelling.

Keywords: road train, multi-combination vehicle, stability, controllability, dynamic stabilization, lateral rollover.

Несмотря на ужесточение наказаний за нарушение Правил дорожного движения, число погибших в дорожно-транспортных происшествиях (ДТП) продолжает увеличиваться. Как показывает статистика автомобильных аварий, в России ежедневно погибают около 100 человек и более 700 получают увечья [1], в мире же ежегодное число погибших в ДТП составляет более 1 млн человек, а получивших травмы различной тяжести — около 50 млн человек. По статистическим данным автомобильные аварии скоро можно будет поставить в один ряд с природными катастрофами и тяжелыми заболеваниями, а в ближайшие двадцать лет число жертв ДТП увеличится более чем на 60 %. Считается, что Россия — один из мировых лидеров по количеству автомобильных аварий, вследствие чего страна несет значительные экономические потери: ежегодный ущерб от ДТП составляет около 1 % ВВП. В последнее время в РФ заметно увеличилось количество аварий с участием многосвязных транспортных средств (МТС) — тягачей с прицепом или полуприцепом.

Широкое применение МТС в структуре перевозок обусловлено потребностью в транспортировании тяжелых крупногабаритных грузов, а также необходимостью обеспечения малых удельных давлений на опорную поверхность при повышении грузоподъемности МТС и эксплуатационных скоростей движения [2].

Эффективность подвижного состава автомобильного транспорта зависит от совокупности его эксплуатационных свойств, обуславливающих возможность его применения в заданных рабочих условиях. Одними из важнейших свойств МТС являются устойчивость и управляемость, поскольку при увеличении скорости движения подвижного состава эти свойства определяют безопасность его эксплуатации. Повышение безопасности движения МТС тем более актуально, что ДТП с участием МТС сопровождаются наиболее тяжелыми последствиями и значительным экономическим ущербом.

Одной из распространенных причин ДТП является боковое опрокидывание прицепа или полуприцепа при совершении поворота со скоростью, превышающей критическую. В связи с этим разработчики и производители МТС уделяют много внимания повышению устойчивости против опрокидывания при криволинейном движении [3–5].

Цель работы — разработка принципов повышения устойчивости движения МТС при возникновении опасности ее потери и боковому опрокидыванию.

Описание объекта исследования и условий имитационных испытаний. Рассмотрим движение автопоезда, состоящего из автомобиля-тягача (6×4) с двускатными шинами и двухосного полуприцепа с односкатными шинами. Тормозные системы тягача и полуприцепа оснащены антиблокировочной системой, препятствующей блокированию колес при торможении. Технические характеристики тягача и полуприцепа приведены ниже, где ЦМ — центр масс, ССУ — седельно-сцепное устройство, ЦМ — центр масс.

Технические характеристики тягача

Формула рулевого управления	1-0-0
Расстояние, м:	
от ЦМ до 1-й оси	2,13
от ЦМ до 2-й оси	2,33
от ЦМ до 3-й оси	2,43
Колея, м:	
передних колес	2,04
задних колес	2,60
Колесная база, м	4,56
Радиус колеса, м	0,5
Высота ССУ, м	1,5
Нагрузка на ССУ, кг	11 000
Полная масса, кг	12 100

Технические характеристики полуприцепа

Расстояние, м:	
от ССУ до 1-й оси	9,2
от ССУ до 2-й оси	10,5
от ССУ до ЦТ	5,0
Колея колес, м	2,04
Радиус колеса, м	0,5
Полная масса, кг	25 480

Для подтверждения эффективности алгоритмов работы системы динамической стабилизации (СДС) МТС проведем теоретические исследования с помощью имитационного математического моделирования движения автопоезда в среде MATLAB/Simulink/SimMechanics. Особенности математической модели движения МТС рассмотрены в работе [6].

Исследуем движение МТС на опорном основании «сухой асфальт» (с коэффициентом взаимодействия движителя с опорным основани-

ем при полном буксовании $\mu_{s \max} = 0,7$), под которым понимается только твердая недеформируемая опорная поверхность. Передние колеса тягача являются управляемыми.

Поворот МТС исследовался при постоянном уровне воздействия на педаль акселератора. Угол поворота рулевого колеса изменялся от нуля до заданного значения в течение 1-й секунды и далее оставался неизменным.

Проводилось моделирование входа в поворот и движение в повороте с постоянным углом поворота управляемых колес и возрастающей скоростью движения вплоть до опрокидывания полуприцепа.

Рассмотрим математическую модель трансмиссии тягача (6×4) с задними ведущими осями, оснащенными двускатными колесами.

Трансмиссия тягача, схема которой приведена на рис. 1, описывается следующей системой уравнений:

$$\begin{cases} J_{k1} \dot{\omega}_{k1} = -M_1; \\ J_{k2} \dot{\omega}_{k2} = \frac{M_{25}}{2} i_{ГП} - M_2; \\ J_{k3} \dot{\omega}_{k3} = \frac{M_{36}}{2} i_{ГП} - M_3; \\ J_{k4} \dot{\omega}_{k4} = -M_4; \\ J_{k5} \dot{\omega}_{k5} = \frac{M_{25}}{2} i_{ГП} - M_5; \\ J_{k6} \dot{\omega}_{k6} = \frac{M_{36}}{2} i_{ГП} - M_6; \\ \dot{\omega}_{дв} = i_{ГП} i_{КП} \frac{\dot{\omega}_{k2} + \dot{\omega}_{k5}}{2}; \\ \dot{\omega}_{дв} = i_{ГП} i_{КП} \frac{\dot{\omega}_{k3} + \dot{\omega}_{k6}}{2}; \\ J_{дв} \frac{\dot{\omega}_{дв}}{i_{КП}} = h_{dr} M_{дв} i_{КП} - \frac{M_{25} + M_{36}}{i_{ГП}}, \end{cases}$$

где J_{ki} и $J_{дв}$ — моменты инерции i -го колеса и двигателя внутреннего сгорания (ДВС); $\dot{\omega}_{ki}$ — угловое ускорение вращения i -го колеса, M_i — момент сопротивления на i -м колесе; M_{25} и M_{36} — крутящие моменты, приведенные ко 2- и 3-й осям; $\dot{\omega}_{дв}$ — угловое ускорение вращения вала ДВС; $M_{дв}$ — крутящий момент, развиваемый ДВС; $i_{КП}$ и $i_{ГП}$ — передаточные отношения коробки передач (КП) и главной передачи (ГП) ведущей оси; $h_{dr} = [0, 1]$ — степень использования мощности силовой установки — устанавливается автоматически.

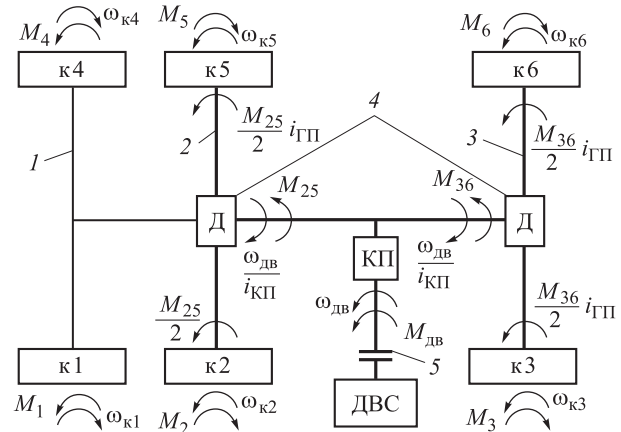


Рис. 1. Схема трансмиссии тягача:
1-3 — оси; 4 — симметричный межколесный дифференциал; 5 — сцепление

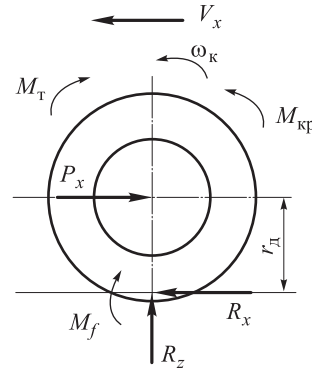


Рис. 2. Расчетная схема качения колеса

Динамика вала трансмиссии, связанного непосредственно с двускатным двигателем, приведенная на рис. 2, для каждого ската описывается следующими выражениями:

$$J_{ki} \dot{\omega}_{ki} = 0,5 M_{kpi} - M_i;$$

$$M_i = R_{xi} r_d + 0,5 M_{ti} + M_{fi},$$

где M_{kpi} — крутящий момент, подводимый к i -му ведущему колесу; M_{ti} — тормозной момент на i -м колесе; M_{fi} — момент сопротивления качению i -го колеса; R_{xi} — сила взаимодействия i -го двигателя с грунтом; r_d — расстояние от оси колеса до опорной поверхности; P_{xi} — продольная сила, приложенная к оси i -го колеса.

Момент тормозного механизма i -го колеса определяется из выражения

$$M_{ti} = M h_{brake},$$

где M — заданный тормозной момент системы при полном срабатывании; $h_{brake} = [0, 1]$ — управляющий сигнал тормозов i -го колеса (степень использования максимального тор-

мого момента) — устанавливается автоматически.

Информационное поле СДС. Система управления курсовой и траекторной стабилизации движения автопоезда в процессе управления должна определять параметры, надежно характеризующие степень его поворачиваемости в текущий момент времени. У тягача такими параметрами являются: угловая скорость вращения колес ω_k , продольное j_x и боковое j_y ускорения ее центра масс, а также разность углов увода крайних осей ($\delta_n - \delta_1$), которую невозможно измерить в процессе движения.

В качестве параметра, характеризующего степень поворачиваемости тягача, использовался угол $\beta = \theta_T - \theta_\Phi \neq 0$ между векторами теоретической V_T и фактической V_Φ линейных скоростей центра масс (рис. 3).

Определение составляющих вектора фактической скорости машины V_x, V_y приведено в работе [7].

Несовпадение углов направлений теоретического и фактического векторов скорости означает, что на тягач действует динамический

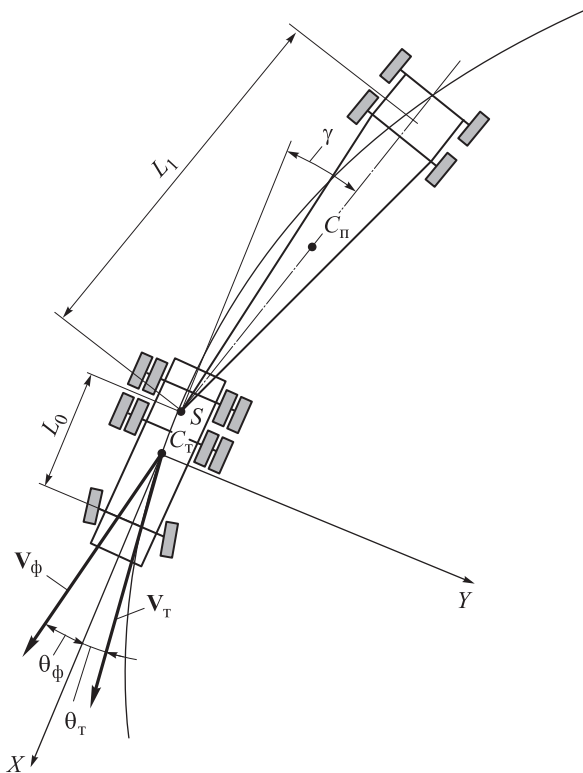


Рис. 3. Схема определения угла отклонения вектора теоретической скорости центра масс тягача от продольной оси:

C_T и C_n — центры масс тягача и полуприцепа;
 S — седельно-сцепное устройство

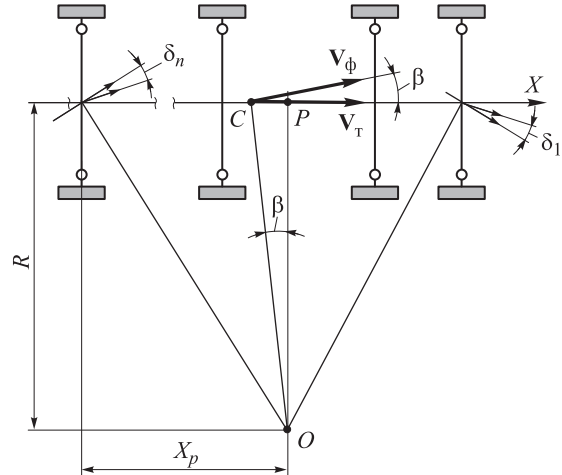


Рис. 4. Схема поворота МТС за счет шинной поворачиваемости

возмущающий момент $M_{возм}$, стремящийся «увести» машину с заданной водителем траектории движения. Для компенсации такого возмущающего воздействия необходимо создать динамический стабилизирующий момент $M_{д.с.}$, который не позволит машине изменить траекторию.

Покажем, что угол β связан с разностью углов увода $\delta_n - \delta_1$. Для этого рассмотрим схему движения МТС, поворот которой определяется только шинной поворачиваемостью (рис. 4).

В этом случае отклонение от прямолинейной траектории определяется только разностью углов увода ($\delta_n - \delta_1$). Угол β находят из выражения

$$\beta \approx \frac{a - R_\delta \delta_1}{R_\delta} = \frac{a}{L} (\delta_1 + \delta_n) - \delta_1,$$

где $R_\delta \approx L / (\delta_1 + \delta_n)$.

Здесь a — расстояние от центра масс машины (точка C до передней оси); L — колесная база машины.

Пусть $a/L \approx 0,5$, т. е. центр тяжести машины расположен посередине базы, тогда $\beta = 0,5 (\delta_n - \delta_1)$. Таким образом, установлено, что $\beta \sim (\delta_n - \delta_1)$. Следовательно, по значению угла β в процессе управления можно судить о том, какой поворачиваемостью обладает машина в текущий момент времени.

Разработка принципов стабилизации движения МТС, предотвращающих опрокидывание при повороте. Задачу стабилизации движения МТС можно разделить на две составляющие: для тягача и полуприцепа.

Предотвратить опрокидывание полуприцепа при движении МТС в повороте с разгоном можно только одним способом — автоматическим снижением скорости, что достигается за счет автоматического подтормаживания полуприцепа. Используем следующий алгоритм такого торможения. На колеса полуприцепа подается управляющий сигнал тормозов, определяемый по зависимости

$$h_{brake} = \begin{cases} \frac{a_y}{0,8a_0}, & a_y < 0,8a_0; \\ 1, & a_y \geq 0,8a_0, \end{cases}$$

где a_y — поперечное линейное ускорение центра масс полуприцепа (измеряется в процессе движения); a_0 — пороговое поперечное линейное ускорение центра масс полуприцепа, при котором наступает опрокидывание. Для рассматриваемых в работе автопоездов методами имитационного моделирования установлено, что $a_0 = 3 \text{ м/с}^2$.

Одновременно с подтормаживанием полуприцепа следует снижать потребляемую мощ-

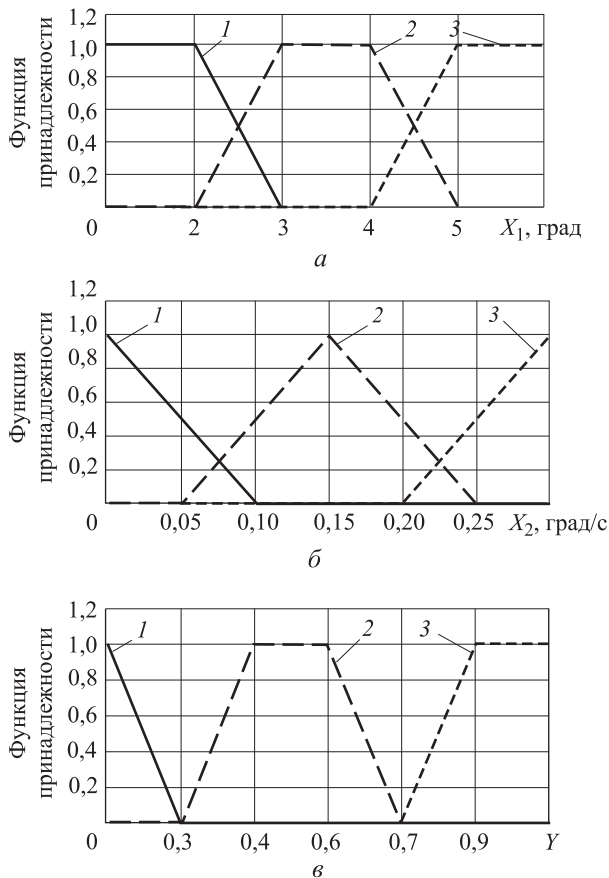


Рис. 5. Функции принадлежности входных X_1 (а), X_2 (б) и выходной Y (в) переменных: 1 — НУ; 2 — СУ; 3 — ВУ

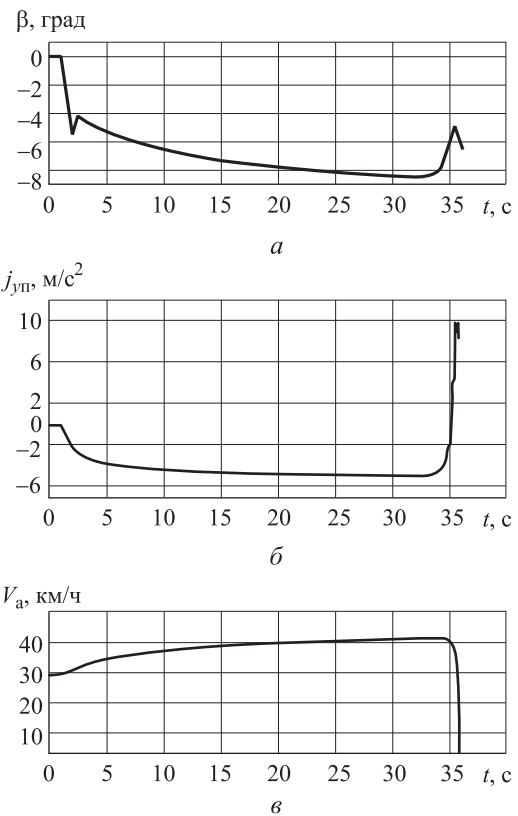


Рис. 6. Зависимости основных параметров движения автопоезда без СДС при выполнении поворота от времени:

а — угла β ; б — бокового ускорения центра масс полуприцепа j_{yn} ; в — скорости движения автопоезда V_a

ность ДВС тягача, т. е. уменьшать подачу топлива, варьируя параметром h_{dr} .

Определение степени использования мощности силовой установки h_{dr} . Выполним процедуру фазификации. Введем входные лингвистические переменные: X_1 — модуль разности углов направлений теоретического и фактического векторов скоростей $|\beta| = |\theta_T - \theta_\Phi|$ — и X_2 — модуль скорости изменения разности углов направлений теоретического и фактического векторов скоростей $|\dot{\beta}|$, а также выходную переменную Y — степень использования мощности h_{dr} , задаваемой водителем.

Введем для всех лингвистических переменных следующие термины: «высокий уровень» (ВУ), «средний уровень» (СУ), «низкий уровень» (НУ). С помощью известных методов [8] построим функции принадлежности для входных (рис. 5, а, б) и выходной (рис. 5, в) лингвистических переменных.

Полный набор нечетких правил для выходной переменной Y приведен в таблице.

Полный набор нечетких правил для выходной переменной Y

$ \beta $	$ \dot{\beta} $		
	НУ	СУ	ВУ
НУ	ВУ	СУ	НУ
СУ	СУ	НУ	НУ
ВУ	НУ	НУ	НУ

Четкое значение определяется по методу центра тяжести [8].

Исследование движения автопоезда, не оснащенного СДС. На рис. 6 приведены зависимости угла β , бокового ускорения центра масс полуприцепа j_{yp} и скорости движения автопоезда V_a при выполнении поворота от времени.

Как видно из рис. 6, опрокидывание полуприцепа произошло на скорости 41 км/ч.

Исследование движения автопоезда, оснащенного СДС. На рис. 7 приведены зависимости основных параметров, характеризующих движение автопоезда, при выполнении поворота от времени.

Анализ результатов моделирования показал, что при выполнении поворота опрокидывания полуприцепа не произошло. СДС автоматически снизила скорость движения автопоезда с 30 до 21 км/ч. Все параметры движения автопоезда находились в допустимых пределах, а после окончания неустановившейся фазы поворота они приняли установившиеся значения.

Выводы

1. Разработаны алгоритмы работы СДС движения автопоездов, обеспечивающие предотвращение опрокидывания прицепного звена в повороте в случае превышения критической скорости движения.

2. Методами имитационного моделирования доказана работоспособность и эффективность разработанных алгоритмов работы СДС движения автопоездов. Установлено, что СДС автоматически снизила скорость движения автопоезда с 30 до 21 км/ч. Все параметры

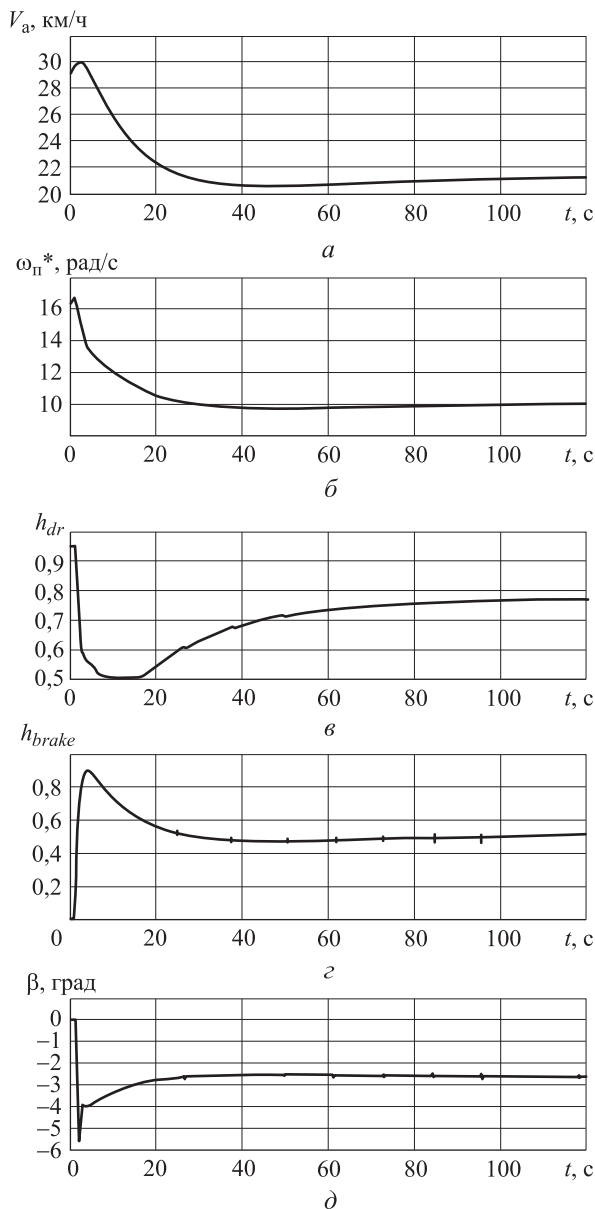


Рис. 7. Зависимости основных параметров движения автопоезда с СДС при выполнении поворота от времени:

a — скорости движения автопоезда V_a ; b — угловой скорости переднего внутреннего по отношению к повороту колеса полуприцепа $\omega_{п}^*$; $в$ — степени использования мощности h_{brake} ; $г$ — управляющего сигнала тормозов h_{brake} ; $д$ — угла β

движения автопоезда находились в допустимых пределах, а после окончания неустановившейся фазы поворота они приняли установившиеся значения.

Литература

- [1] URL: <http://www.gibdd.ru/stat/> (дата обращения 10.10.2015).
- [2] Гладов Г.И., Петренко А.М. *Специальные транспортные средства. Теория*. Москва, ИКЦ «Академкнига», 2006. 215 с.
- [3] Sampson D.J. *Active Roll Control of Articulated Heavy Vehicles*. Dissertation submitted to the University of Cambridge for the Degree of Doctor of Philosophy. United Kingdom, Cambridge University Engineering Department, 2000.
- [4] Gaspar P., Szaszi I., Bokor J. Reconfigurable control structure to prevent the rollover of heavy vehicles. *Control Engineering Practice*, 2005, vol. 13 (6), pp. 699–711.
- [5] Shariatmadar S.M., Manteghi M., Tajdari M. Enhancement of Articulated Heavy Vehicle Stability by Optimal Linear Quadratic Regulator (LQR) Controller of Roll-yaw Dynamics. *International Journal of Automotive Engineering*, 2012, vol. 2, pp. 124–131.
- [6] Горелов В.А. Математическое моделирование движения многосвязных колесных транспортных комплексов с учетом особенностей конструкций сцепных устройств. *Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана*, 2012, вып. 2, URL: <http://technomag.bmstu.ru/doc/343394.html> (дата обращения 15.10.2015).
- [7] Жилейкин М.М., Чулюкин А.О. Повышение устойчивости движения двухосных автомобилей за счет автоматической коррекции углов поворота управляемых колес (подруливания). *Промышленные АСУ и контроллеры*, 2015, № 1, с. 42–52.
- [8] Штовба С.Д. *Проектирование нечетких систем средствами MATLAB*. Москва, Горячая линия — Телеком, 2007. 288 с.

References

- [1] Gosavtoinspekttsiia RF. Available at: <http://www.gibdd.ru/stat/> (accessed 10 October 2015).
- [2] Gladov G.I., Petrenko A.M. *Spetsial'nye transportnye sredstva: Teoriia* [Special vehicles: Theory]. Moscow, IKTs «Akademkniga» publ., 2006. 215 p.
- [3] Sampson D.J. *Active Roll Control of Articulated Heavy Vehicles*. Dissertation submitted to the University of Cambridge for the Degree of Doctor of Philosophy. United Kingdom, Cambridge University Engineering Department, 2000.
- [4] Gaspar P., Szaszi I., Bokor J. Reconfigurable control structure to prevent the rollover of heavy vehicles. *Control Engineering Practice*, 2005, vol. 13, iss. 6, pp. 699–711.
- [5] Shariatmadar S.M., Manteghi M., Tajdari M. Enhancement of Articulated Heavy Vehicle Stability by Optimal Linear Quadratic Regulator (LQR) Controller of Roll-yaw Dynamics. *International Journal of Automotive Engineering*, 2012, vol. 2, no. 2, pp. 124–131.
- [6] Gorelov V.A. Matematicheskoe modelirovanie dvizheniia mnogozvennykh kolesnykh transportnykh kompleksov s uchetom osobennosti konstruksii stsepykh ustroystv [Mathematical motion simulation of multi-link wheeled transport complexes subject to coupling devices]. *Nauka i obrazovanie. MGTU im. N.E. Bauman* [Science & Education. BMSTU]. 2012, iss. 2. Available at: <http://technomag.bmstu.ru/doc/343394.html> (accessed 15 October 2015).
- [7] Zhileikin M.M., Chuliukin A.O. Povyshenie ustoichivosti dvizheniia dvukhosnykh avtomobilei za schet avtomaticheskoi korrektsii uglov povorota upravliaemykh koles (podrulivaniia) [The Increase of Stability of Motion of a Two-axle Cars with Automatic Correction Angle Steering Wheel]. *Promyshlennye ASU i kontrollery* [Industrial Automatic Control Systems and Controllers]. 2015, no. 1, pp. 42–52.
- [8] Shtovba S.D. *Proektirovanie nechetkikh sistem sredstvami MATLAB* [Design of fuzzy systems by means of MATLAB]. Moscow, Goriachaia liniia — Telekom publ., 2007. 288 p.

Статья поступила в редакцию 17.11.2015

Информация об авторах

АНКИНОВИЧ Генрих Георгиевич (Москва) — кандидат технических наук, доцент кафедры «Колесные машины». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: ank-gg42@yandex.ru).

ВЕРЖБИЦКИЙ Александр Николаевич (Москва) — кандидат технических наук, доцент кафедры «Колесные машины». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: aver@bmstu.ru).

ЖИЛЕЙКИН Михаил Михайлович (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: jileykin_m@mail.ru).

СКОТНИКОВ Глеб Игоревич (Москва) — инженер ООО «Наземные Транспортные Системы» (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: skotnikov.g@yandex.ru).

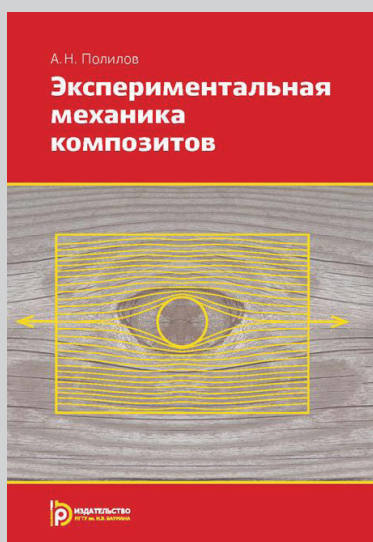
Information about the authors

ANKINOVICH Genrikh Georgievich (Moscow) — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Wheeled Vehicles. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: ank-gg42@yandex.ru).

ZHILEYKIN Mikhail Mikhailovich (Moscow) — Doctor of Science (Eng.), Professor, Department of Wheel Vehicles. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: jileykin_m@mail.ru).

VERZHBITSKIY Aleksandr Nikolaevich (Moscow) — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Wheeled Vehicles. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: aver@bmstu.ru).

SKOTNIKOV Gleb Igorevich (Moscow) — Engineer, ООО Ground Transportation Systems (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: skotnikov.g@yandex.ru).



В Издательстве МГТУ им. Н.Э. Баумана
вышло в свет учебное пособие
А.Н. Полилова

«Экспериментальная механика композитов»

Изложены научные основы экспериментальных исследований композитных материалов-конструкций. Обоснованы экспериментальные методы определения полного набора упругих и прочностных констант ортотропных композитов. Приведены методы исследования ползучести и высокоскоростного деформирования композитов, модели и критерии разрушения анизотропных волокнистых композитов с полимерной матрицей. Предложены энергетические критерии развития расслоений и расщеплений в композитах. Рассмотрено влияние концентрации напряжений на прочность композитных деталей. Представлены оригинальные модели разрушения композитов, а также расчетные методы, отличающиеся от стандартных.

Содержание учебного пособия соответствует курсу лекций, читаемых автором в МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Для студентов технических вузов, а также для аспирантов, инженеров, исследователей, занимающихся проблемами применения композитных материалов в различных областях специального и гражданского машиностроения.

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