

УДК 629.331

АЛГОРИТМ РАБОТЫ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ИНДИВИДУАЛЬНЫМ ТЯГОВЫМ ЭЛЕКТРОПРИВОДОМ АВТОПОЕЗДА С АКТИВНЫМ ПОЛУПРИЦЕПОМ ПРИ КРИВОЛИНЕЙНОМ ДВИЖЕНИИ ПО НЕРОВНОСТЯМ ДЕФОРМИРУЕМОГО ОПОРНОГО ОСНОВАНИЯ

М. М. Жилейкин, д. т. н., проф. / А. Ю. Захаров, к. т. н., доц.
Московский государственный технический университет им. Н. Э. Баумана

ВВЕДЕНИЕ

Широкое распространение многозвенных транспортных средств (автопоездов с прицепами и полуприцепами) в различных секторах экономики обуславливается потребностью повышения экономической эффективности перевозок, а также необходимостью обеспечения малых давлений на опорную поверхность при повышении грузоподъёмности транспортных средств и росте эксплуатационных скоростей движения [1].

Эффективность использования автопоездов зависит от совокупности их свойств, которые проявляются в процессе эксплуатации и обуславливают пригодность этих транспортных средств к применению в заданных эксплуатационных условиях. В условиях отсутствия дорог с твёрдым покрытием одним из важнейших свойств многозвенных автопоездов является уровень их проходимости [2, 3].

Разработка и создание автопоездов, имеющих достаточно высокий уровень тяговой динамики и проходимости, является весьма актуальной научно-практической задачей, решение которой достигается двумя основными способами [4, 5, 6]:

- созданием тягачей повышенной мощности;
- активизацией осей прицепных и полуприцепных систем.

Первый вариант требует создания специальных многоосных полноприводных тягачей, способных с достаточно большой нагрузкой на сцепном или седельно-сцепном устройстве преодолевать трудные участки местности.

Для реализации необходимой силы тяги такой тягач должен иметь большой сцепной вес. Увеличение

сцепного веса тягачей приводит к росту себестоимости перевозок, а также не всегда эффективно с точки зрения повышения динамических свойств, так как при полной массе обычно более загруженным является прицепное звено автопоезда.

Активизация колёс прицепных и полуприцепных звеньев (второй из возможных вариантов) позволяет без существенных усложнений и изменений конструкции решить проблему повышения тяговых свойств и обеспечения требуемого уровня проходимости автопоездов.

В статье решается задача повышения проходимости автопоезда с полуприцепом за счёт управления индивидуальным тяговым электроприводом тягача и прицепного звена.

АЛГОРИТМ РАБОТЫ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ИНДИВИДУАЛЬНЫМ ТЯГОВЫМ ЭЛЕКТРОПРИВОДОМ АВТОПОЕЗДА

При разработке алгоритма принят подход, предложенный в работе [7]. В зоне контакта шины катящегося колеса с дорогой всегда имеет место проскальзывание элементов протектора шины, особенно при движении по несущему основанию с низкими сцепными и несущими свойствами (например, на песке). Повышенное буксование колёс ухудшает тягово-сцепные свойства МКМ и может привести к частичной или полной потере её подвижности.

Для устранения или уменьшения негативных последствий буксования необходимо регулировать значение крутящего момента, подводимого к ведущему колесу, исходя из тягово-сцепных свойств

в контакте шины с грунтом. Применение индивидуального тягового электропривода (ИТЭП) ведущих колёс позволяет решить эту задачу. Для достижения поставленной цели необходимо выявлять буксующие колёса и снижать подводимый к ним крутящий момент до тех пор, пока частота вращения колеса не снизится до эталонного значения.

При разработке алгоритма распределения тяговых моментов по ведущим колёсам автопоезда примем следующие допущения:

- кинематика поворота управляемых колёс тягача идеальна;
- хотя бы одно из колёс тягача не буксует;
- колесо тягача, имеющее минимальную частоту вращения с учётом коэффициента изменения скорости, считается не буксующим.

Алгоритм управления тяговым электроприводом тягача представлен в работе [7].

Разработку алгоритма работы системы управления индивидуальным тяговым электроприводом рассмотрим на примере автопоезда, состоящего из тягача с колёсной формулой 6 × 6 и двухосного активного полуприцепа со всеми управляемыми колёсами.

Кинематических схем поворота такого автопоезда может быть достаточно много. Рассмотрим для определённости вариант поворота, при котором обеспечивается минимальный габаритный коридор при повороте (рис. 1). Для этого середина задней оси полуприцепа должна двигаться по траектории движения оси седельно-сцепного устройства (точка S) [8].

Запишем необходимые кинематические соотношения для криволинейного движения автопоезда:

$$R_s = \sqrt{R_t^2 + x^2}, \quad \text{tg} \alpha_\tau = \frac{x}{L - x_p} \text{tg} \theta_{1\text{ср}}, \quad R_{\text{пр}} = \sqrt{R_t^2 - \left(\frac{L_{\text{пр}}}{2}\right)^2}, \quad \sin(\alpha_\tau + \gamma) = \frac{L_{\text{пр}}}{2R_t},$$

где $L_{\text{пр}}$ — расстояние от задней оси полуприцепа до точки S (рис. 1).

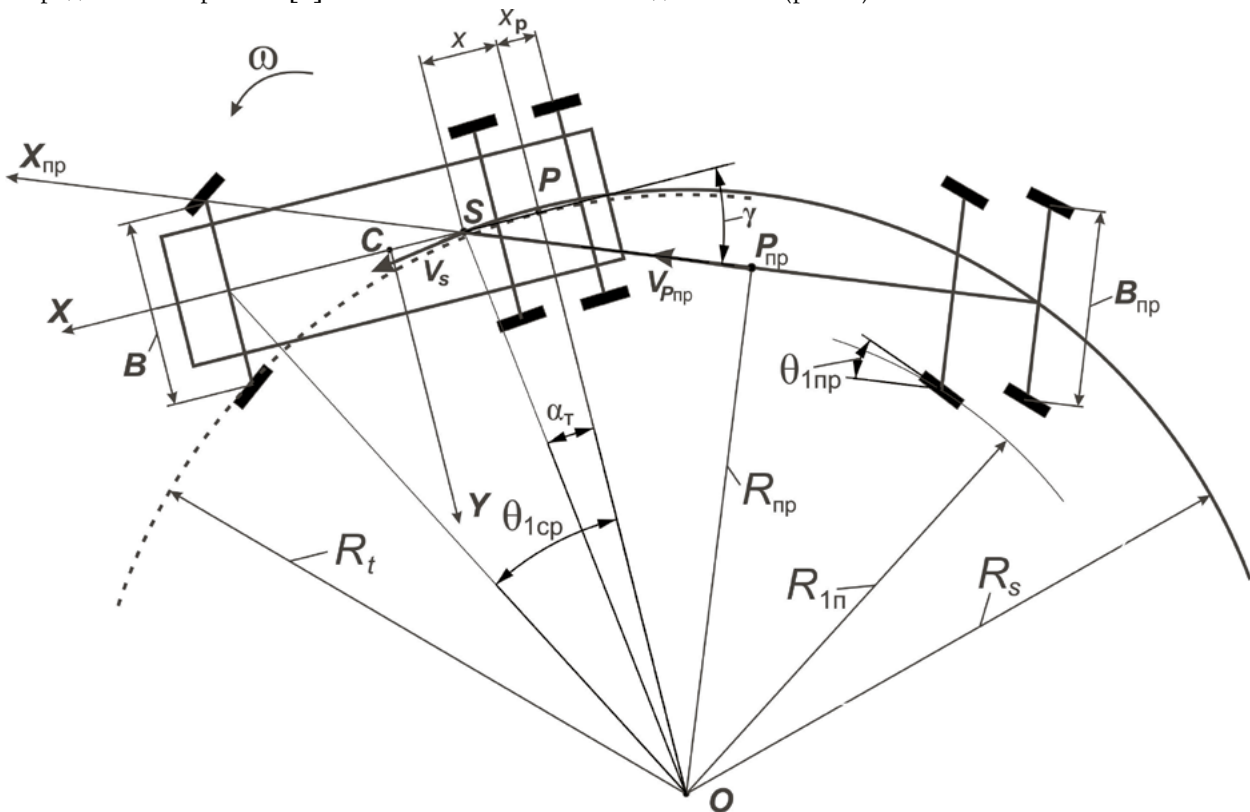


Рисунок 1. Расчётная схема поворота автопоезда, состоящего из тягача с колёсной формулой 6 × 6 и двухосного активного полуприцепа со всеми управляемыми колёсами: P, P_{пр} — полюс рулевого управления тягача и прицепа соответственно; C — центр масс тягача; X, X_{пр} — продольные оси симметрии соответственно тягача и полуприцепа; Y — поперечная ось координат, связанная с корпусом тягача; B, B_{пр} — колея колёс тягача и полуприцепа соответственно; O — мгновенный центр поворота; S — вертикальная ось седельно-сцепного устройства; R_t, R_{пр} — радиус поворота, измеренный по полюсу рулевого управления тягача и полуприцепа соответственно; R_{1п} — радиус кривизны траектории движения первого колеса полуприцепа; R_с — радиус кривизны траектории движения оси седельно-сцепного устройства; V_с — линейная скорость движения оси седельно-сцепного устройства; V_{пр} — линейная скорость движения полюса поворота полуприцепа; ω — угловая скорость поворота; x_p — координата смещения полюса поворота тягача; x — расстояние от полюса поворота тягача до оси седельно-сцепного устройства; θ_{1ср} — средний угол поворота управляемых колёс тягача; θ_{1пр} — угол поворота первого управляемого колеса полуприцепа; α_τ — угол между лучами, соединяющими мгновенный центр поворота O и точки P и S

Выразим скорость V_s точки S через линейную скорость V_p условного эталонного колеса тягача, находящегося в точке P :

$$V_s = \frac{R_s}{R_t} V_p.$$

Проекция V_s на оси X и Y тягача:

$$V_{sX} = \frac{R_s}{R_t} V_p \cos \alpha,$$

$$V_{sY} = \frac{R_s}{R_t} V_p \sin \alpha.$$

Проекция линейной скорости V_{Pnp} полюса поворота P_{np} полуприцепа на ось X_{np} полуприцепа:

$$\begin{aligned} V_{Pnp} &= \frac{R_t}{R_{np}} (V_{sX} \cos \gamma - V_{sY} \sin \gamma) = V_p \frac{R_s}{R_{np}} (\cos \alpha \cos \gamma - \sin \alpha \sin \gamma) = \\ &= V_p \frac{R_s}{R_{np}} \cos(\alpha + \gamma). \end{aligned}$$

Тогда угловая скорость ω_p вращения условного эталонного колеса, расположенного в полюсе рулевого управления тягача, связана с угловой скоростью ω_{Pnp} эталонного колеса, расположенного в полюсе рулевого управления полуприцепа, соотношением

$$\omega_{Pnp} = \omega_p \frac{r_k}{r_{k,np}} \frac{R_s}{R_{np}} \cos(\alpha + \gamma),$$

где $r_k, r_{k,np}$ — статические радиусы колёс тягача и полуприцепа соответственно.

Теоретические частоты вращения $\omega_{t,mpi}$ i -го колеса полуприцепа могут быть получены с помощью выражения

$$\omega_{t,mpi} = \omega_{Pnp} \frac{R_{in}}{R_{np}}, i = 1, \dots, n_{k,np}$$

где $n_{k,np}$ — число колёс полуприцепа; R_{in} — радиус кривизны траектории движения i -го колеса полуприцепа.

Для рассматриваемого двухосного полуприцепа значения вычисляются по формулам

$$R_{1n} = \sqrt{\left[R_{np} - \text{sign}(\theta_{1cp}) \frac{B_{np}}{2} \right]^2 + [L_{np} - l_{12n}]^2},$$

$$R_{2n} = \sqrt{\left[R_{np} - \text{sign}(\theta_{1cp}) \frac{B_{np}}{2} \right]^2 + L_{np}^2},$$

$$R_{3n} = \sqrt{\left[R_{np} + \text{sign}(\theta_{1cp}) \frac{B_{np}}{2} \right]^2 + [L_{np} - l_{12n}]^2},$$

$$R_{4n} = \sqrt{\left[R_{np} + \text{sign}(\theta_{1cp}) \frac{B_{np}}{2} \right]^2 + L_{np}^2},$$

где l_{12n} — расстояние между осями полуприцепа.

Пробуксовка колёс полуприцепа определяется из условия

$$\omega_{mpi} > \omega_{t,mpi}; i = 1, \dots, n_{k,np} \quad (1)$$

где ω_{mpi} — замеренная угловая скорость вращения i -го колеса полуприцепа.

Если условие (1) не выполняется, то степень использования максимальной мощности h_{ni} тягового электродвигателя (ТЭД) i -го ведущего колеса полуприцепа в формуле для крутящего момента на ведущем колесе определяется так:

$$\begin{aligned} M_{di} &= \frac{h_{ni} N_{max}}{\omega_{mpi}}, \\ h_{ni} &= \frac{r_k}{r_{k,np}} \frac{R_{in}}{R_{np}} h_{dp}, i = 1, \dots, n_{k,np} \end{aligned} \quad (2)$$

где N_{max} — максимальная мощность тягового электродвигателя; h_{dp} — степень нажатия водителем на педаль подачи топлива.

При выполнении условия (1) необходимо корректировать крутящий момент ТЭД полуприцепа в сторону уменьшения его значения. Тогда

$$h_{ni} = h_{dp} \frac{r_k}{r_{k,np}} \frac{R_{in}}{R_{np}} \frac{\omega_{mpi}}{\omega_{t,mpi}}, i = 1, \dots, n_{k,np} \quad (3)$$

Для тягача при выполнении условия (1) необходимо корректировать крутящий момент ТЭД в сторону уменьшения его значения. При этом

$$h_i = h_{dp} \frac{R_t}{R_i} \frac{\omega_i}{\omega_{Ti}}, i = 2, \dots, n_k, i \neq 1 + n_k/2, \quad (4)$$

$$h_i = h_{dp} \frac{R_t}{R_i} \frac{\omega_i}{\omega_{Ti}} \cos^2 \varphi, i = 1, 1 + n_k/2,$$

где n_k — число колёс тягача; φ — угол продольного наклона корпуса при движении на подъём.

Условие (4) предусматривает отдельный алгоритм снижения крутящего момента в случае возникновения буксования для колёс первой и последующих осей тягача, что обусловлено разгрузкой передней оси вследствие перераспределения нормальных реакций при движении на подъём. В этом случае крутящий момент на ведущих колёсах передней оси тягача должен снижаться более интенсивно, чем на колёсах последующих осей.

При прямолинейном движении ($\theta_{1cp} \leq 3^\circ$), если условие (1) выполняется, вычисляется по формуле (3). Если (1) не выполняется, вычисляется по формуле (2).

Таблица 1. Параметры грунтового основания «сухой песок»

Параметр грунтового основания	Обозначение	Значение
Коэффициент деформации грунта	c_{zp}	0,45 МПа
Показатель плотности грунта	μ	0,15
Удельный вес грунта	γ	0,0145 МН/м ³
Угол внутреннего трения грунта	φ^*	37°
Максимальный сдвиг грунта, при котором связанность частиц грунта не нарушена	e_{xm}	0,05 м
Коэффициент трения полного скольжения	μ_{zamax}	0,6
Константа	S_0	0,05

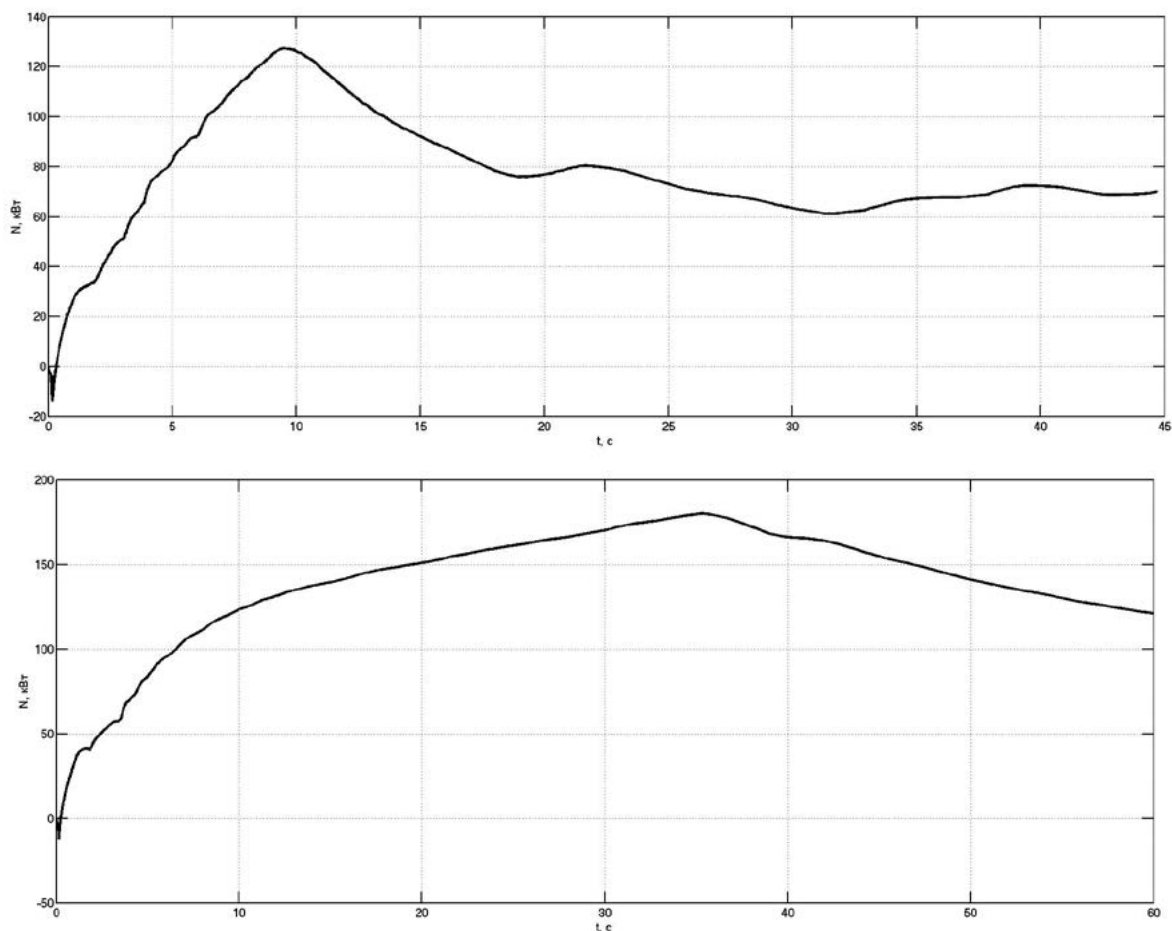


Рисунок 2. Зависимости от времени интегральной мощности N , затрачиваемой на преодоление сопротивления движению автопоезда с активным (а) и пассивным (б) полуприцепом

ИССЛЕДОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ И РАБОТОСПОСОБНОСТИ АЛГОРИТМА УПРАВЛЕНИЯ ИНДИВИДУАЛЬНЫМ ТЯГОВЫМ ЭЛЕКТРОПРИВОДОМ АВТОПОЕЗДА МЕТОДАМИ ИМИТАЦИОННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

Моделировалось движение по прямой при следующих управляющих воздействиях со стороны водителя: регулируемая степень нажатия на педаль подачи топлива для поддержания скорости движения 15 км/ч. Особенности математических моделей движения автопоезда и взаимодействия эластичного колеса с неровностями деформируемого опорного основания представлены в работах [9] и [10] соответственно.

Было проведено моделирование движения автопоезда с полуприцепом полной массой 40 000 кг на деформируемом опорном основании «сухой песок», параметры которого, по данным работы [11], приведены в табл. 1.

Эффективность работы тягового привода автопоезда с полуприцепом при прохождении участка местно-

Таблица 2. Значения $СКЗ_s$ и ϵ для автопоезда с активным и пассивным полуприцепом для каждого колеса

Номер колеса	Тип тягового привода полуприцепа	
	Активный	Пассивный
	$СКЗ_{St}$ тягача	
1	1,25	8,4
2	0,29	0,85
3	0,35	1,11
4	1,42	8,4
5	0,28	0,83
6	0,33	1,08
ϵ	0,653	3,445
	$СКЗ_{St}$ полуприцепа	
1	0,81	2,55
2	0,88	4,05
3	0,60	2,50
4	0,74	4,16
ϵ	0,758	3,32

сти с неровным деформируемым опорным основанием будем оценивать с помощью следующих критериев.

1. Среднеквадратическое значение коэффициента скольжения $СКЗ_{Si}$ для всех ведущих колёс.

2. Средняя степень неравномерности ε буксования ведущих колёс:

$$\varepsilon = \frac{\sum_{i=1}^{n_k} СКЗ_{Si}}{n_k}$$

3. Среднеквадратическое значение глубины колеи $СКЗ_{Hz}$ для левого и правого борта.

4. Интегральная мощность N , затрачиваемая на преодоление сопротивления движению, которая определяется по формуле

$$N = \sum_{i=1}^{n_k} \frac{1}{T} \int_0^T M_i \omega_{ki} dt,$$

где T — время движения; M_i — суммарный момент сопротивления на i -м колесе; ω_{ki} — угловая скорость вращения i -го колеса.

На рис. 2 представлены зависимости от времени интегральной мощности N , затрачиваемой на преодоление сопротивления движению автопоездом с активным (а) и пассивным (б) полуприцепом.

Из рис. 2 видно, что при движении автопоезда с активным полуприцепом максимальное значение мощности, затрачиваемой на преодоление сопротивления, на 39 % меньше, чем в случае движения автопоезда с пассивным полуприцепом.

В табл. 2 приведены значения $СКЗ_s$ и ε для автопоезда с активным и пассивным полуприцепом для каждого колеса. В табл. 3 — значения $СКЗ_{Hz}$ для левого и правого борта автопоезда с активным и пассивным полуприцепом.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Анализ приведённых выше результатов моделирования прямолинейного движения автопоезда с активным и пассивным полуприцепом по неровному деформируемому основанию типа «сухой песок» показывает, что предложенный алгоритм управления индивидуальным тяговым электроприводом является эффективным с точки зрения как опорной проходимости машины, так и затрат мощности на преодоление одного и того же участка местности при прямолинейном движении. Средняя степень неравномерности буксования ведущих колёс автопоезда с активным полуприцепом на 81 % меньше, чем у автопоезда с пассивным полуприцепом. Среднеквадратическое значение глубины образуемой колеи у автопоезда с активным полуприцепом на 27,5 % меньше, чем у автопоезда с пассивным полуприцепом. Интегральная мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления движению, соответственно меньше на 39 %.

Таблица 3. Значения $СКЗ_{Hz}$ для левого и правого борта автопоезда с активным и пассивным полуприцепом

Тип тягового привода полуприцепа	$СКЗ_{Hz}$, м	
	Левый борт	Правый борт
Активный	0,395	0,337
Пассивный	0,545	0,562

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

1. Гладов Г. И. Специальные транспортные средства. Теория: учебник для вузов / Г. И. Гладов, А. М. Петренко / под ред. Г. И. Гладова. — М.: ИКЦ «Академкнига», 2006. — 215 с.
2. Горелов В. А. Разработка алгоритма распределения мощности в трансмиссии активного седельного автопоезда на основе анализа силовых факторов в сцепном устройстве / В. А. Горелов, Б. В. Падалкин, О. И. Чудаков // Наука и образование. — 2016. — № 12 [Электронный ресурс]. URL: <http://technomag.edu.ru/jour/article/view/1091> (дата обращения: 27.04.2018).
3. Жирный Р. И. Решение транспортных задач в условиях Крайнего Севера / Р. И. Жирный, Г. О. Котиев // Газовая промышленность. — 2009. — № 7. — С. 78–80.
4. Построение автопоездов с активными прицепными звеньями для движения в тяжёлых дорожных условиях / М. А. Капралова, С. Н. Коркин, Р. Х. Курмаев, С. Б. Шухман // Журнал автомобильных инженеров. — 2013. — № 5. — С. 34–37.
5. Cheng S. Improving roll stability of articulated heavy vehicles using active semi-trailer steering / S. Cheng, D. Cebon // Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility. — 2008. — Vol. 46, № 1. — P. 373–388.
6. Fletcher C. Trailer steering: an Australian research perspective and application by-wire control / C. Fletcher, C. Manzie, M. Good // Technical Report of Ninth International Symposium on Heavy Vehicle Weights and Dimensions. — Pennsylvania: Penn State University, State College, 2006.
7. Закон управления с функцией систем активной безопасности для электромеханических трансмиссий многоосных колёсных машин / В. В. Горелов, М. М. Жилейкин, А. Н. Ловцов, В. А. Шинкаренко // Известия вузов. Машиностроение. — 2013. — № 9. — С. 56–66.
8. Жилейкин М. М. Разработка принципов повышения манёвренности длиннобазных многоосных автопоездов с полуприцепами / М. М. Жилейкин, М. Т. Лычкин // Известия вузов. Машиностроение. — 2017. — № 11. — С. 36–41.
9. Жилейкин М. М. Теоретические основы повышения показателей устойчивости и управляемости колёсных машин на базе методов нечёткой логики. — М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2016. — 238 с.
10. Вольская Н. С. Математическая модель прямолинейного качения эластичного колеса по неровному деформируемому опорному основанию / Н. С. Вольская, М. М. Жилейкин, А. Ю. Захаров // Известия вузов. Машиностроение. — 2017. — № 10. — С. 25–33.
11. Вольская Н. С. Оценка проходимости колёсных машин при движении по неровной грунтовой поверхности. — М.: МГИУ, 2007. — 215 с.