

Разработка имитационной математической модели электропривода механизма стабилизации кузова автобуса при крене в повороте

© Е.Б. Сарач¹, В.А. Горелов¹, Б.Б. Косицын¹,
А.И. Комиссаров^{1,2}, А.С. Косолапов^{1,3}

¹МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, 105005, Российская Федерация

²НИИ СМ МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, 105005, Российская Федерация

³Научно-образовательный центр «КАМАЗ — МГТУ им. Н.Э. Баумана»,
Москва, 105005, Российская Федерация

Представлена имитационная математическая модель электропривода механизма стабилизации кузова автобуса при крене в повороте, позволяющая на этапе проектирования подбирать параметры привода с учетом накладываемых ограничений по мощности, скорости перемещения и хода привода. Рассмотрены требования к данной модели. Получен алгоритм стабилизации кузова автобуса при крене в повороте по сигналу от датчиков хода подвесок и проведено исследование работы системы при выполнении автобусом типового маневра для различных параметров привода. Сделаны выводы, что разработанная имитационная математическая модель привода перемещения верхней опоры пружины адекватно отражает процессы поддержания крена при криволинейном движении автобуса, а также позволяет учесть силовые и кинематические ограничения, накладываемые приводом. Разработанный алгоритм противодействия крену, работающий по сигналу от датчиков хода подвески, позволяет подбирать параметры привода с учетом накладываемых ограничений с целью снижения крена кузова при криволинейном движении.

Ключевые слова: имитационная математическая модель привода, противодействие крену, система стабилизации кузова, активная система поддрессирования

Введение. Выбор параметров сложных технических систем, включающих в себя механические, электрические, гидравлические и другие подсистемы, на этапе проектирования устройства является актуальной задачей. В настоящее время разработчики используют для этой цели имитационное математическое моделирование [1–4], позволяющее описать объект с той или иной степенью подробности и на ранних этапах проводить исследования, не прибегая к натурному эксперименту. Благодаря этому удастся значительно сократить сроки и стоимость разработки.

Современные городские автобусы, которые, несомненно, являются сложными техническими системами, для удобства посадки и высадки пассажиров обладают функцией изменения дорожного просвета и угла наклона кузова в сторону автобусной остановки. Чаще всего эта функция реализуется с помощью пневматической подвески. Если в системе поддрессирования автобуса используются металлические

датчика крена кузова или датчиков хода подвесок — перемещения колес относительно кузова. Так как датчики хода подвесок позволяют реализовать и другие функции системы, например, изменение дорожного просвета или задание крена автобуса в сторону посадочной площадки автобусной остановки, в настоящей работе в качестве обратной связи были задействованы именно они.

Алгоритм стабилизации кузова автобуса при крене в повороте по сигналу от датчиков хода подвесок. Автобус, входя в поворот, под действием центробежной силы начинает крениться в сторону внешнего, относительно центра поворота, борта. Если рассматривать движения колес относительно кузова автобуса, то колеса внешнего борта отклонятся от статического положения в сторону кузова, а колеса внутреннего борта — от кузова. Датчики хода подвески зафиксируют эти отклонения. Далее механизм (см. рис. 1) должен так переместить верхние опоры (чашки) пружин, чтобы компенсировать крен кузова, т. е. чтобы колеса вернулись в статическое положение. Для противодействия крену кузова автобуса в повороте предлагается следующий алгоритм работы привода вертикального перемещения верхних опор пружин подвесок с использованием сигналов с датчиков хода подвесок.

По рассогласованию сигналов отклонения колеса от статического положения и текущего положения верхней опоры пружины пропорционально-интегрально-дифференцирующий регулятор (ПИД-регулятор) формирует сигнал, соответствующий желаемой скорости перемещения верхней опоры пружины в пределах от $-V_{кр}$ до $+V_{кр}$:

$$h = (p - (f - f_{ст})) PID, \quad (1)$$

$$V^* = V_{кр} h, \quad (2)$$

где h — сигнал, формируемый ПИД-регулятором; p — текущее положение верхней опоры пружины; f — текущий ход колеса; $f_{ст}$ — статический ход колеса; V^* — желаемая скорость перемещения верхней опоры пружины; $V_{кр}$ — максимальная скорость, обрабатываемая приводом перемещения верхней опоры пружины.

Далее по рассогласованию сигналов желаемой и текущей скорости привода формируется силовое воздействие на опору пружины, ограниченное при больших скоростях мощностью привода, а при малых скоростях — максимальной силой, развиваемой приводом:

$$P = (V^* - V) c, \quad (3)$$

$$P \leq P_{\max} \text{ или } P \leq N_{\max}/V \text{ при } V \geq 0 \text{ и } h \geq 0, \quad (4)$$

$$P \geq -P_{\max} \text{ или } P \geq N_{\max}/V \text{ при } V < 0 \text{ и } h < 0,$$

где P — сила, развиваемая приводом; V — текущая скорость перемещения верхней опоры пружины; c — динамическая жесткость привода; P_{\max} — максимальная сила, развиваемая приводом; N_{\max} — максимальная мощность, развиваемая приводом.

Если скорость привода больше требуемой, формируется отрицательная сила — тормозная (для червячного привода — эффект заклинивания). Если силы на перемещение привода недостаточно, механизм останавливается, имитируя эффект самоторможения червячной передачи:

$$P = -Vc \text{ при } V \geq 0 \text{ и } h < 0 \text{ или } V < 0 \text{ и } h \geq 0. \quad (5)$$

Зависимость вертикальной силы на верхней опоре пружины от скорости ее перемещения, соответствующая данному алгоритму, представлена на рис. 2. Сила и линейная скорость могут быть пересчитаны в момент и угловую скорость.

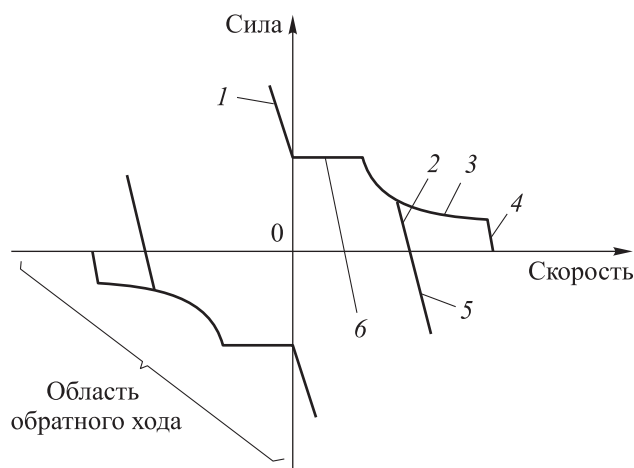


Рис. 2. Зависимость вертикальной силы на верхней опоре пружины от скорости ее перемещения:

1 — упор, если не хватает силы; 2 — управление по скорости; 3 — ограничение по мощности; 4 — ограничение по максимальной скорости; 5 — упор, если механизм обгоняет привод; 6 — ограничение по максимальной силе

Математическая модель электропривода механизма стабилизации кузова автобуса при крене в повороте с регулировкой по сигналу от датчиков хода подвесок. Для создания математической модели электропривода механизма противодействия крена применялась математическая модель, представленная в [5] и переработанная для исследования криволинейного движения. Переработанная модель выполнена на базе программного комплекса MATLAB с использованием стандартных блоков библиотек Simulink и Simscape/MultiBody. Здесь надо отметить, что эффективным инструментом для разработки

подобных динамических моделей являются программные комплексы автоматизированного анализа динамики систем тел [6–9], к которым относится и MATLAB Simscape/MultiBody. В этих комплексах система представляется в виде набора твердых тел, объединенных шарнирами и силовыми связями из библиотеки типовых элементов. Формирование уравнений движения происходит автоматически, имеются встроенные средства для их численного решения. Кроме того, большинство таких комплексов позволяют встраивать в динамическую модель транспортного средства разработанные пользователями модели систем управления в виде динамически подключаемых библиотек (DLL) [10–13].

Блок подвески представлен на рис. 3, блок регулятора при регулировке по сигналу с датчиков хода подвески — на рис. 4.

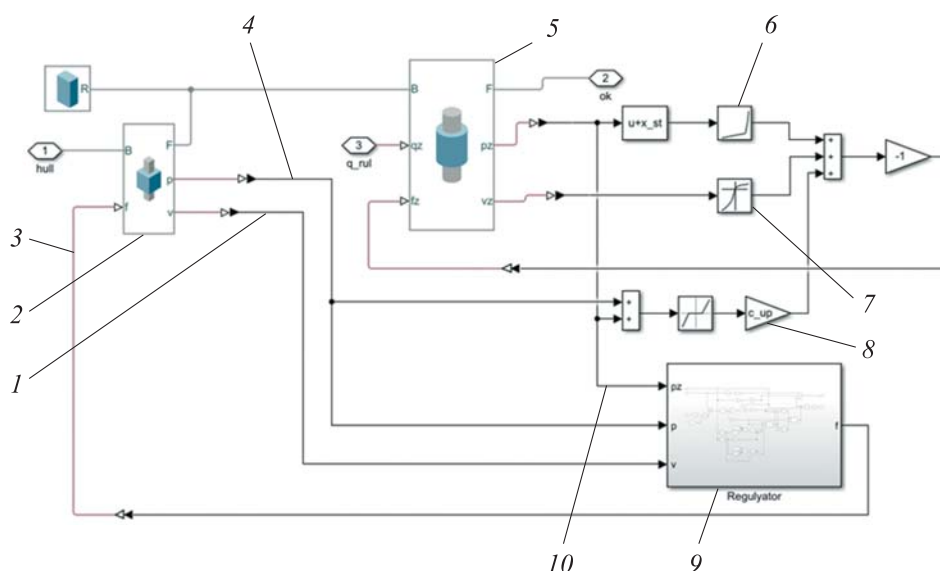


Рис. 3. Блок подвески при регулировке по сигналу с датчиков хода подвески:

1 — скорость перемещения чашки пружины; 2 — шарнир перемещения чашки пружины; 3 — силовое воздействие в шарнире; 4 — перемещение чашки пружины; 5 — шарнир подвески; 6 — упругая характеристика с верхним буфером сжатия; 7 — демпфирующая характеристика; 8 — ограничители хода в демпфере; 9 — регулятор; 10 — сигнал с датчика хода подвески (отклонение от статического положения)

Входными сигналами регулятора являются скорость и перемещение чашки пружины, сигнал от датчика хода подвески в виде отклонения от статического положения, сигнал остановки привода в виде зоны нечувствительности по угловому положению колеса (в данном случае менее $0,4^\circ$ по модулю). Выходным сигналом регулятора является сформированное в соответствии с разработанным алгоритмом силовое воздействие в шарнире перемещения чашки пружины.

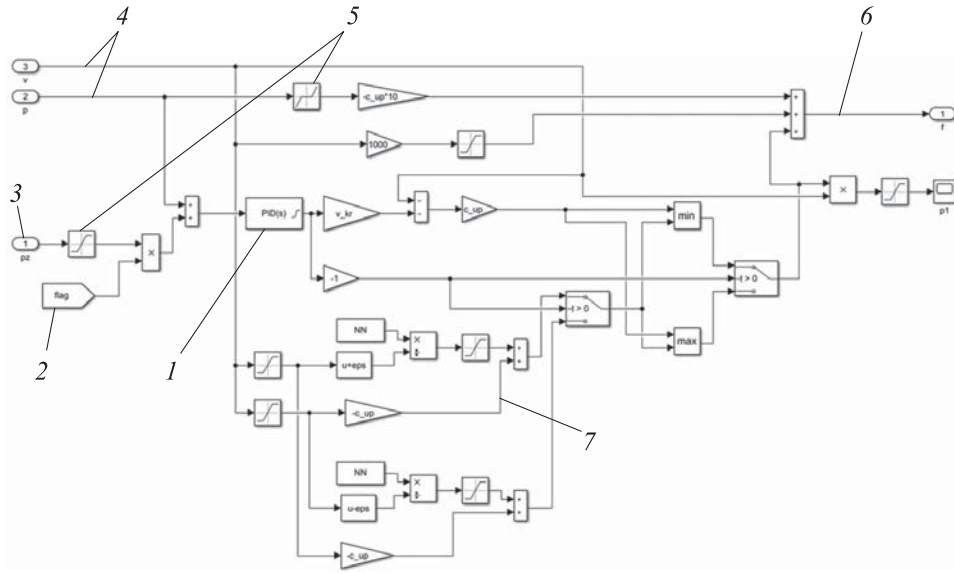


Рис. 4. Блок регулятора при регулировке по сигналу с датчиков хода подвески:

1 — ПИД-регулятор по перемещению, ограничивающий скорость движения; 2 — сигнал остановки привода (по угловому положению колес менее $0,4^\circ$); 3 — сигнал с датчика хода подвески (отклонение от статического положения); 4 — скорость и перемещение чашки пружины; 5 — ограничение хода механизма перемещения чашки пружины; 6 — силовое воздействие в шарнире; 7 — ограничение по мощности и по силе

Исследование работы системы при выполнении типового маневра. В качестве типового маневра был выбран маневр «змейка», при котором максимальные боковые ускорения близки к 3 м/с^2 (рис. 5). Данные ускорения являются допустимыми при комфортном состоянии пассажиров автобуса.

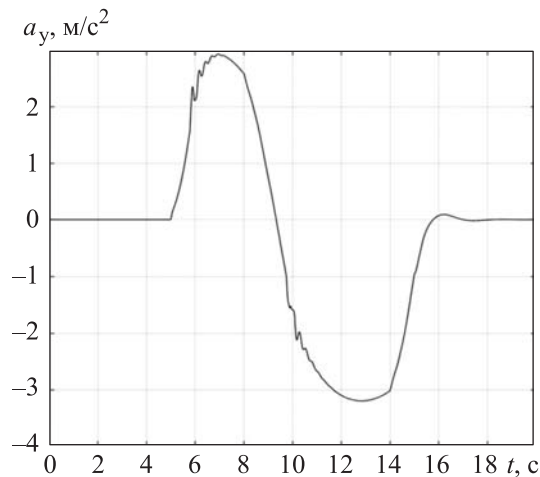


Рис. 5. Боковое ускорение $a_y, \text{ м/с}^2$, при выполнении маневра «змейка»

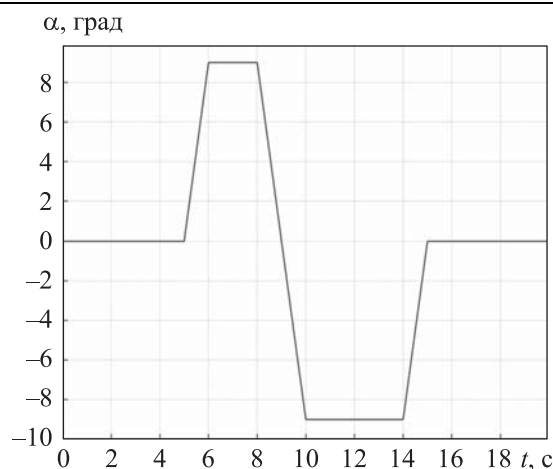


Рис. 6. Угол α , град, поворота «среднего» колеса при выполнении маневра «змейка»

Для выполнения данного маневра моделировался поворот колеса, условно находящегося в середине передней оси («среднего» колеса) в соответствии с графиком на рис. 6. Угол поворота колес передней управляемой оси рассчитывали по зависимостям Аккермана [14].

При выполнении маневра «змейка» у автобуса с полной массой 18 т с подвеской на винтовых пружинах максимальный крен кузова составляет $4,9^\circ$ (кривая 4 на рис. 7), а элементы подвески касаются ограничителей хода (рис. 8).

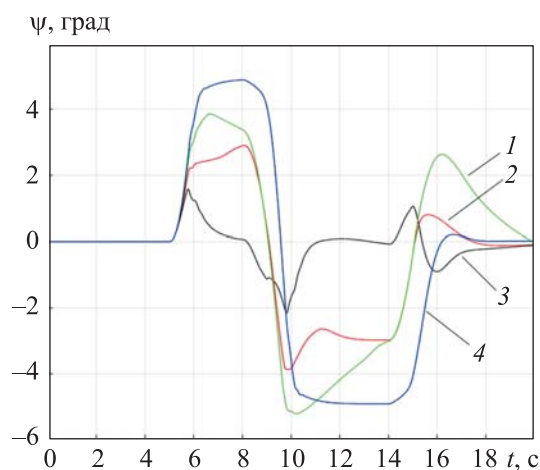


Рис. 7. Крен ψ , град, кузова электробуса при выполнении маневра «змейка» с разными ограничениями скорости перемещения верхней опоры пружины:

1 — максимальная скорость 35 мм/с; 2 — максимальная скорость 100 мм/с;
3 — скорость не ограничена; 4 — регулятор не работает

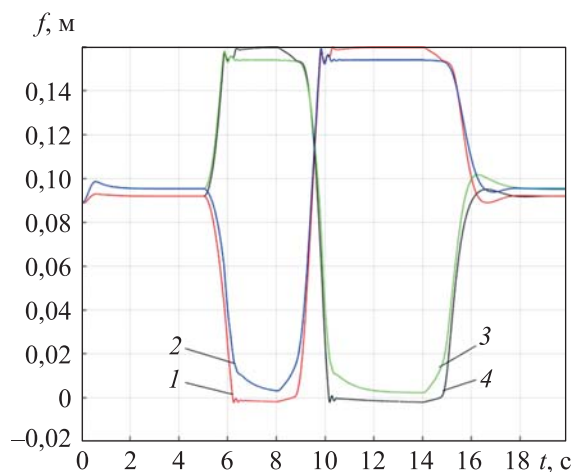


Рис. 8. Ход подвески f , м, при выполнении маневра «змейка»: 1 — переднее левое колесо; 2 — заднее левое; 3 — заднее правое; 4 — переднее правое колесо

Далее была исследована работа механизма противодействия крену. С использованием разработанной математической модели и алгоритма были получены реакции системы при выполнении маневра «змейка». В данном расчете никакие ограничения на привод верхней опоры пружины не накладывались. На рис. 9–12 представлены результаты расчетов.

Анализируя графики на рис. 7–12, можно сделать следующие выводы:

крен кузова автобуса составил $2,1^\circ$, что на 57 % меньше, чем без регулятора;

максимальные перемещения верхней опоры пружины — 200 мм (+125 мм и -75 мм);

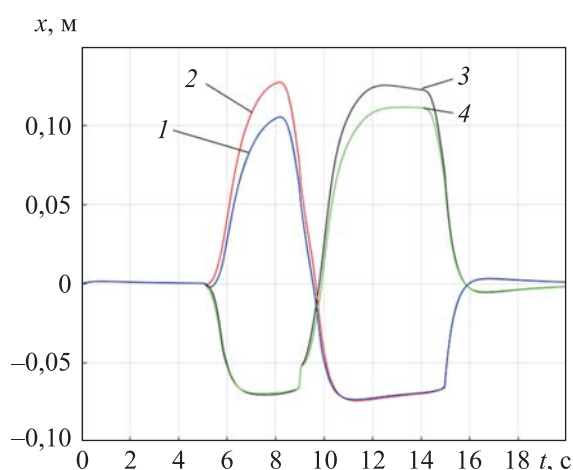


Рис. 9. Перемещение x , м, верхней опоры пружины при выполнении маневра «змейка» с регулятором без ограничений привода (см. пояснения к рис. 8)

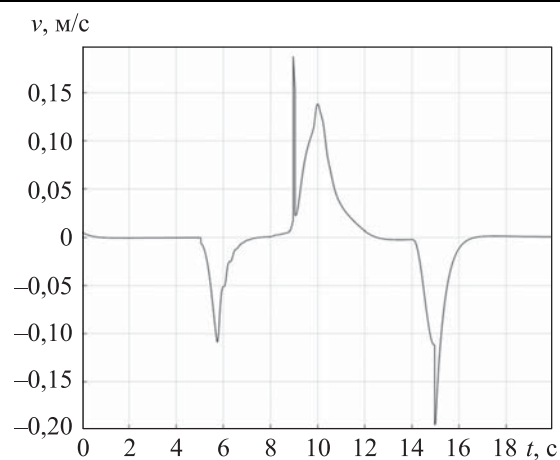


Рис. 10. Скорость V , м/с, перемещения верхней опоры пружины при выполнении маневра «змейка» (с регулятором без ограничений привода)

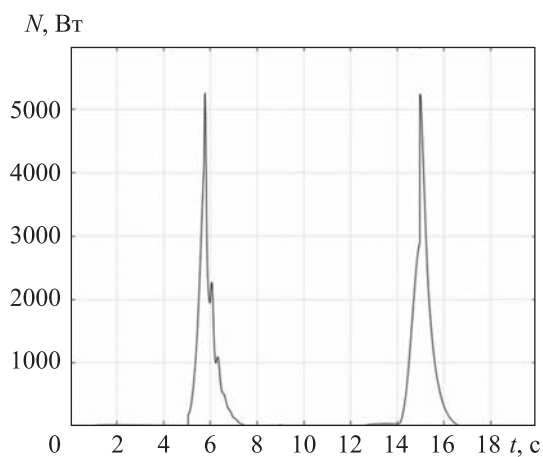


Рис. 11. Мощность N , Вт, в приводе перемещения верхней опоры пружины при выполнении маневра «змейка» (с регулятором без ограничений привода)

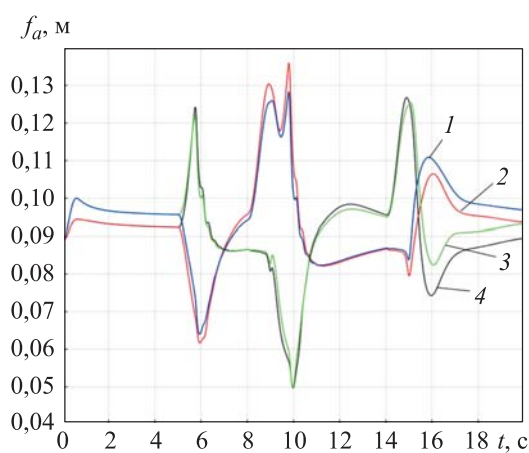


Рис. 12. Ход демпфера f_a , м, при выполнении маневра «змейка» с регулятором без ограничений привода (см. пояснения к рис. 8)

максимальная скорость перемещения верхней опоры пружины — 195 мм/с;

потребные мощности — 5,2 кВт на каждый привод без учета КПД механизма.

Видно, что при таком маневре и режиме регулирования ограничители хода в демпфере не срабатывают. Ход не превышает 75 мм при допустимом значении 175 мм. В данном случае демпфер устанавливался между кузовом автобуса и рычагом моста (см. рис. 1).

Затем было смоделировано выполнение автобусом данного маневра при двух вариантах ограничения в приводе перемещения верхней опоры пружины:

первый вариант — ход 100 мм (± 50 мм), скорость перемещения 100 мм/с, мощность 3 кВт, максимальная сила $3P_{ст}$ — статические силы в пружине;

второй вариант — те же ограничения, но скорость перемещения сокращена до 35 мм/с.

В итоге в первом варианте крен кузова автобуса составил $3,8^\circ$ кратковременно и 3° длительно (см. рис. 7, кривая 2), что на 38 % ниже, чем без регулятора, а потребные мощности составили 2,2 кВт. Во втором варианте крен составил 5° (см. рис. 7, кривая 1), что больше, чем без регулятора, а потребные мощности снизились до 1 кВт. Ход амортизаторов превысил допустимый и достиг значения 180 мм. Второй вариант привода для выполнения такого маневра можно считать неприемлемым. Скорости перемещения явно не хватает.

Работа данного алгоритма была исследована авторами статьи [15], в которой рассматривалось движение городского автобуса при выполнении маневров, предусмотренных ГОСТ 31507–2012.

Заключение. Представленная имитационная математическая модель привода перемещения верхней опоры пружины адекватно отражает процессы поддержания крена при криволинейном движении автобуса, а также позволяет учесть силовые и кинематические ограничения, накладываемые приводом.

Разработанный алгоритм противодействия крену, работающий по сигналу от датчиков хода подвески, позволяет подбирать параметры привода с учетом накладываемых ограничений с целью снижения крена кузова при криволинейном движении.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Дядченко М.Г., Котиев Г.О., Наумов В.Н. *Основы расчета систем подвески гусеничных машин на ЭВМ*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002, 52 с.
- [2] Жилейкин М.М., Котиев Г.О., Сарач Е.Б. *Математическое моделирование систем транспортных средств*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2018, 98 с.

- [3] Фоминых А.Б., Жеглов Л.Ф. Математическая модель движения полноприводной колесной машины по дорогам с твердой неровной поверхностью. *Наука и образование: электронное научно-техническое издание*, 2013, вып. 11. URL: <http://technomag.bmstu.ru/doc/645575.html>
DOI: 10.7463/1113.0645575
- [4] Сидоров В.Н., Тинт Наинг Вин, Алакин В.М. Математическое моделирование процесса комбинированной рычажно-электромагнитной системы поперечной стабилизации. *Мир транспорта и технологических машин*, 2023, № 3–4 (82), с. 18–25.
- [5] Сарач Е.Б., Курасова М.С., Лычагов А.А. Оценка боковой жесткости пневмогидравлической подвески многоосной колесной машины с использованием имитационного математического моделирования. *Известия Московского государственного технического университета МАМИ*, 2019, № 2 (40), с. 33–40.
- [6] Blundell M., Harty D. *The multibody systems approach to vehicle dynamics*. Oxford, Elsevier Butterworth-Heinemann, 2004, 518 p.
- [7] ЭЙЛЕР. Программный комплекс автоматизированного динамического анализа многокомпонентных механических систем. URL: <http://www.euler.ru> (дата обращения: 28.09.2023).
- [8] Моделирование динамики механических систем. *Универсальный механизм*. URL: <http://www.umlab.ru> (дата обращения: 28.09.2023).
- [9] Adams. *The Multibody Dynamics Simulation Solution*. URL: <http://www.mscsoftware.com/product/adams> (дата обращения: 28.09.2023).
- [10] Pogorelov D., Rodikov A., Kovalev R. Parallel computations and co-simulation in universal mechanism software. Part 1: Algorithms and implementation. *Transport problems*, 2019, vol. 14, no. 3, pp. 163–175.
- [11] González F., Naya M.A., Luaces A., González M. On the effect of multirate co-simulation techniques in the efficiency and accuracy of multibody system dynamics. *Multibody System Dynamics*, 2011, vol. 25, pp. 461–483.
- [12] Vaculín O., Krüger W. R., Valášek M. Overview of coupling of multibody and control engineering tools. *Vehicle System Dynamics*, 2004, vol. 41, no. 5, pp. 415–429.
- [13] Datar M., Stanciulescu I., Negrut D. A co-simulation framework for full vehicle analysis. *SAE Technical Paper*, 2011, no. 2011-01-0516.
- [14] Ларин В.В. *Теория движения полноприводных колесных машин*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010, 391 с.
- [15] Комиссаров А.И., Сарач Е.Б., Косицын Б.Б., Горелов В.А., Косолапов А.С. Разработка математической модели для подбора параметров алгоритма системы стабилизации кузова городского автобуса в программном комплексе автоматизированного анализа динамики систем тел. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2023, вып. 11.
<http://dx.doi.org/10.18698/2308-6033-2023-11-2313>

Статья поступила в редакцию 10.07.2024

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Сарач Е.Б., Горелов В.А., Косицын Б.Б., Комиссаров А.И., Косолапов А.С. Разработка имитационной математической модели электропривода механизма стабилизации кузова автобуса при крене в повороте. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2024, вып. 9. EDN MQINXX

Сарач Евгений Борисович — д-р техн. наук, профессор кафедры «Многоцелевые гусеничные машины и мобильные роботы» МГТУ им. Н.Э. Баумана.
e-mail: sarach@bmstu.ru

Горелов Василий Александрович — д-р техн. наук, заведующий кафедрой «Многоцелевые гусеничные машины и мобильные роботы» МГТУ им. Н.Э. Баумана.
e-mail: gvas@mail.ru

Косицын Борис Борисович — д-р техн. наук, профессор кафедры «Колесные машины» МГТУ им. Н.Э. Баумана. e-mail: kositsyn_b@bmstu.ru

Комиссаров Александр Игоревич — канд. техн. наук, старший научный сотрудник НИИ СМ МГТУ им. Н.Э. Баумана. e-mail: komissarov@bmstu.ru

Косолапов Александр Сергеевич — ведущий инженер Научно-образовательного центра «КАМАЗ — МГТУ им. Н.Э. Баумана». e-mail: kosolapov_as@bmstu.ru

Mathematical simulation model of the bus body stabilization electric drive roll in a turn

© E.B. Sarach¹, V.A. Gorelov¹, B.B. Kositsyn¹,
A.I. Komissarov^{1,2}, A.S. Kosolapov^{1,3}

¹ Bauman Moscow State Technical University, Moscow, 105005, Russian Federation

² SRI SME, Bauman Moscow State Technical University,
Moscow, 105005, Russian Federation

³ Scientific Educational Center “Kamaz – Bauman Moscow State Technical University”,
Moscow, 105005, Russian Federation

The paper presents a mathematical simulation model of the bus body stabilization mechanism electric drive roll in a turn. The model makes it possible to select the drive parameters at the design stage taking into account the imposed restrictions in power, motion speed and drive stroke. The paper considers requirements to the mathematical simulation model of the bus body stabilization mechanism electric drive roll in a turn. The authors obtained the algorithm for stabilizing the bus body roll in a turn based on a signal from the suspension travel sensors; a study was performed in analyzing the system operation when the bus performed a typical maneuver for the varying drive parameters. It is concluded that the drive developed mathematical simulation model of the upper spring support motion adequately reflects the processes of maintaining roll in a curvilinear bus motion. Besides, it also allows taking into account the force and kinematic restrictions imposed by the drive. The developed algorithm counteracts the roll, operates on a signal from the suspension motion sensors, and makes it possible to select the drive parameters taking into account the imposed restrictions in order to reduce the body roll in a curvilinear motion.

Keywords: drive simulation mathematical model, roll counteraction, body stabilization system, active suspension system

REFERENCES

- [1] Dyadchenko M., Kotiev G., Naumov V. *Osnovy rascheta sistem podressorivaniya gusenichnykh mashin na EVM* [Fundamentals of calculation of the crawler springing systems on computers]. Moscow, BMSTU Publ., 2002, 52 p.
- [2] Zhileykin M., Kotiev G., Sarach E. *Matematicheskoe modelirovanie sistem transportnykh sredstv* [Mathematical simulation of the vehicle systems]. Moscow, BMSTU Publ., 2018, 98 p.
- [3] Fominykh A., Zheglov L. *Matematicheskaya model dvizheniya polnoprivodnoy kolesnoy mashiny po dorogam s tverdoy nerovnoy poverkhnostyu* [A mathematical model of the all-wheels drive vehicle's motion on a firm rough road]. *Nauka i obrazovanie: elektronnoe nauchno-tehnicheskoe izdanie — Science and Education. Electronic Scientific and Technical Journal*, 2013, iss. 11. Available at: <http://technomag.bmstu.ru/doc/645575.html> DOI: 10.7463/1113.0645575
- [4] Sidorov V.N., Tint Naing Vin, Alakin V.M. *Matematicheskoe modelirovanie protsessov kombinirovannoy rychazhno-elektromagnitnoy sistemy poperechnoy stabilizatsii* [Mathematical modeling of the process of a combined lever and electromagnetic system of lateral stabilization]. *Mir transporta i tekhnologicheskikh mashin — The World of Transport and Technological Machines*, 2023, no. 3–4 (82), pp. 18–25.

- [5] Sarach E., Kurasova M., Lichagov A. Otsenka bokovoy zhestkosti pnevmogidravlicheskoj podveski mnogoosnoy kolesnoy mashiny s ispolzovaniem imitatsionnogo matematicheskogo modelirovaniya [Evaluation of the lateral stiffness of the pneumohydraulic suspension of a multi-axle wheeled vehicle using imitational mathematical modeling]. *Izvestiya Moskovskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta MAMI — Izvestiya MGTU MAMI*, 2019, no. 2 (40), pp. 33–40.
- [6] Blundell M., Harty D. *The Multibody Systems Approach to Vehicle Dynamics*. Oxford, Elsevier Butterworth-Heinemann, 2004, 518 p.
- [7] *EULER. Programmnyi kompleks avtomatizirovannogo dinamicheskogo analiza mnogokomponentnykh dinamicheskikh sistem* [EULER. Software package for automated dynamic analysis of the multi-component mechanical systems]. Available at: <http://www.eular.ru> (accessed September 28, 2023).
- [8] Modelirovanie dinamiki mekhanicheskikh sistem [Simulation of the mechanical systems dynamics]. *Universalnyi mekhanizm — Universal Mechanism*. Available at: <http://www.umlab.ru> (accessed September 28, 2023).
- [9] Adams. *The Multibody Dynamics Simulation Solution*. Available at: <http://www.mscsoftware.com/product/adams> (accessed September 28, 2023).
- [10] Pogorelov D., Rodikov A., Kovalev R. Parallel computations and co-simulation in universal mechanism software. Part 1: Algorithms and implementation. *Transport problems*, 2019, vol. 14, no. 3, pp. 163–175.
- [11] González F., Naya M.A., Luaces A., González M. On the effect of multirate co-simulation techniques in the efficiency and accuracy of multibody system dynamics. *Multibody System Dynamics*, 2011, vol. 25, pp. 461–483.
- [12] Vaculín O., Krüger W. R., Valášek M. Overview of coupling of multibody and control engineering tools. *Vehicle System Dynamics*, 2004, vol. 41, no. 5, pp. 415–429.
- [13] Datar M., Stanciulescu I., Negrut D. A co-simulation framework for full vehicle analysis. *SAE Technical Paper*, 2011, no. 2011-01-0516.
- [14] Larin V. *Teoriya dvizheniya polnoprivodnykh kolesnykh mashin* [Theory of movement of the all-wheel drive vehicles]. Moscow, BMSTU Publ., 2010, 391 p.
- [15] Komissarov A., Sarach E., Kositsyn B., Gorelov V., Kosolapov A. Razrabotka matematicheskoy modeli dlya podbora parametrov algoritma stabilizatsii kuzova gorodskogo avtobusa v programmnom komplekse avtomatizirovannogo analiza dinamiki sistem tel [MBS model for the city bus body stabilization system algorithm parameter adjustment]. *Inzhenerny zhurnal: nauka i innovatsii — Engineering Journal: Science and Innovation*, 2023, iss. 11. <https://doi.org/10.18698/2308-6033-2023-11-2313>

Sarach E.B., Dr. Sc. (Eng.), Professor, Department of Multi-Purpose Tracked Vehicles and Mobile Robots, Bauman Moscow State Technical University.
e-mail: sarach@bmstu.ru

Gorelov V.A., Dr. Sc. (Eng.), Head of the Department of Multi-Purpose Tracked Vehicles and Mobile Robots, Bauman Moscow State Technical University.
e-mail: gvas@mail.ru

Kositsyn B.B., Dr. Sc. (Eng.), Professor of the Department of Wheeled Vehicles, Bauman Moscow State Technical University. e-mail: kositsyn_b@bmstu.ru

Komissarov A.I., Cand. Sc. (Eng.), Senior Researcher, SRI SME, Bauman Moscow State Technical University. e-mail: komissarov@bmstu.ru

Kosolapov A.S., Leading Engineer, Scientific Educational Center “Kamaz – Bauman Moscow State Technical University”. e-mail: kosolapov_as@bmstu.ru