Оригинальное исследование
DOI: https://doi.org/10.17816/0321-4443-631516 EDN: EPPHMG

Имитационная модель моторно-трансмиссионной установки быстроходной гусеничной машины со ступенчатой трансмиссией с бортовыми коробками передач

А.И. Комиссаров

Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия

АННОТАЦИЯ

Обоснование. Одним из основных требований, предъявляемым к имитационным моделям пространственного движения гусеничных машин, предназначенных для проведения массовых расчётов, встраивания в тренажёры для обучения управлению гусеничными машинами, а также в контроллеры бортовых электронных систем управления, является обеспечение их высокого быстродействия.

Цель работы. Статья посвящена разработке имитационной модели моторно-трансмиссионной установки быстроходной гусеничной машины со ступенчатой трансмиссией с бортовыми коробками передач для встраивания в высокоэкономичную модель криволинейного движения гусеничной машины.

Материалы и методы. Для повышения быстродействия в модели не учитывается динамика работы промежуточных агрегатов трансмиссии, а их внутренняя кинематика определяется передаточными числами. Внешняя кинематика трансмиссии обеспечивается за счёт алгоритма регуляторов скоростей ведущих колёс. Момент двигателя задаётся табличной зависимостью момента от частоты вращения коленчатого вала. Связь коленчатого вала с трансмиссией осуществляется через модель сухого трения, имитирующую работу фрикционных механизмов включения передач бортовых коробок. Имитационная модель МТУ реализована в программном комплексе Matlab\Simulink и встроена в виде динамически подключаемой библиотеки в пространственную многомассовую динамическую модель шасси гусеничной машины, разработанную автором в программном комплексе автоматизированного анализа динамики систем тел «Универсальный Механизм». С использованием полученной модели проведено моделирование поворота гусеничной машины на различных передачах и определены расчётные минимальные радиусы поворота.

Результаты. Полученные в результате моделирования расчётные радиусы хорошо согласуются с радиусами, определёнными по передаточным числам трансмиссии МТУ-объекта исследования.

Заключение. Разработанная модель МТУ на основе регуляторов скоростей ведущих колёс пригодна для встраивания в высокоэкономичную модель криволинейного движения гусеничной машины.

Ключевые слова: моделирование трансмиссии гусеничной машины; многомассовая модель динамики гусеничной машины; поворот гусеничной машины.

Как цитировать:
Комиссаров А.И. Имитационная модель моторно-трансмиссионной установки быстроходной гусеничной машины со ступенчатой трансмиссией с бортовыми коробками передач // Тракторы и сельхозмашины. 2025. Т. 92, № 1. С. 25–34. DOI: 10.17816/0321-4443-631516 EDN: EPPHMG

Рукопись получена: 02.05.2024 **Рукопись одобрена:** 08.02.2025 **Опубликована online:** 07.03.2025

Статья доступна по лицензии CC BY-NC-ND 4.0 International
© Эко-Вектор, 2025

Original Study Article
DOI: https://doi.org/10.17816/0321-4443-631516 EDN: EPPHMG

Simulation model of a high speed tracked vehicle powertrain with step track gear boxes

Alexander I. Komissarov

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia

ABSTRACT

BACKGROUND: One of the basic requirements for the tracked vehicle spatial motion simulation models to be used for multiple simulations or to be embedded into driving simulators and into controllers of the on-board control systems is high computational efficiency.

AIM: The article describes the development of a simulation model of a high speed tracked vehicle powertrain with step track gear boxes to be inserted as a subsystem into a highly computationally efficient model of the tracked vehicle curvilinear motion.

METHODS: In order to increase the model efficiency, the dynamics of the transmission gears is neglected, their internal kinematics being described by their gear ratios. External kinematics of the transmission is provided by the algorithms of the drive wheel speed regulators. The engine torque is defined as a function of the engine crankshaft rotational speed. The engine crankshaft is coupled to the transmission by means of the dry friction model simulating the operation of the friction gear-shift mechanisms of the track gear boxes. The simulation model of the powertrain has been implemented in Matlab\Simulink and built as a DLL module into a three-dimensional multi-body model of the tracked vehicle chassis dynamics developed by the author in the Universal Mechanism MBS-software.

The resulting integrated model was used for the simulation of the tracked vehicle steering in different gears and calculation of theoretical minimum turning radii.

RESULTS: The radii obtained by simulation are in good agreement with the radii calculated from the gear ratios of the powertrain under research.

CONCLUSION: The developed powertrain model based on the drive wheel speed regulators can be used as a subsystem of a highly computationally efficient model of the tracked vehicle curvilinear motion.

Keywords: tracked vehicle powertrain simulation; tracked vehicle MBS dynamic model; tracked vehicle steering.

To cite this article:
Komissarov AI. Simulation model of a high speed tracked vehicle powertrain with step track gear boxes. *Tractors and Agricultural Machinery.* 2025;92(1):25–34. DOI: 10.17816/0321-4443-631516 EDN: EPPHMG

Received: 02.05.2024 **Accepted:** 08.02.2025 **Published online:** 07.03.2025

moscow polytech
The article can be used under the CC BY-NC-ND 4.0 International license
© Eco-Vector, 2025
ECO•VECTOR

ВВЕДЕНИЕ

В современных имитационных моделях моторно-трансмиссионных установок, предназначенных для оценки влияния работы трансмиссии на эксплуатационные свойства гусеничных машин, часто применяется подход с подробным описанием кинематики и динамики элементов трансмиссии [1, 2]. При создании имитационных моделей движения гусеничных машин, предназначенных для проведения массовых расчётов по анализу криволинейного движения шасси, встраивания в тренажёры для обучения управлению гусеничными машинами, а также в контроллеры бортовых электронных систем управления важным требованием, предъявляемым к разрабатываем моделям, является обеспечение их высокого быстродействия. В случае моделей для тренажёров и контроллеров систем управления, быстродействие должно позволять моделям работать в темпе реального времени. Одним из путей повышения экономичности имитационных моделей движения гусеничных машин является упрощение модели моторно-трансмиссионной установки (МТУ) путём исключения уравнений динамики промежуточных вращающихся элементов между двигателем и ведущими колёсами и перехода к эквивалентной упрощённой системе с минимально возможным числом вращающихся масс [3, 4]. При этом необходимо обеспечивать сохранение кинематических соотношений между входными и выходными элементами эквивалентной системы идентичных соотношениям трансмиссии исходной системы. Данное требование может быть обеспечено путём перехода к эквивалентной МТУ с индивидуальным приводом ведущих колёс, обеспечивающей требуемые кинематические соотношения за счёт алгоритмов управления приводными моментами, например, как описано в работе [5], в которой приводится алгоритм имитации работы МТУ с трансмиссией и механизмом поворота первого типа с бесступенчатым изменением радиуса поворота гусеничной машины с индивидуальным электроприводом ведущих колёс.

Несмотря на некоторые конструктивные недостатки на ряде быстроходных гусеничных машин, выпускаемых промышленностью в настоящее время, по-прежнему применяются, МТУ с механической ступенчатой трансмиссией и механизмом поворота второго типа, обеспечивающим при повороте поддержание скорости забегающего борта и снижение скорости отстающего борта за счёт ступенчатого увеличения передаточного числа привода отстающего борта. В связи с этим задача создания имитационных моделей таких машин сохраняет актуальность [6].

В данной работе предложена имитационная математическая модель МТУ быстроходной гусеничной машины на основе схемы с индивидуальным приводом ведущих колёс, эквивалентная МТУ с бортовыми коробками передач, предназначенная для встраивания в высокоэкономичную модель криволинейного движения гусеничной машины.

МТУ-ОБЪЕКТ ИССЛЕДОВАНИЯ

В качестве объекта исследования принята МТУ быстроходной гусеничной машины полной массой $M = 30$ т, колеёй $B = 2.7$ м и базой $L = 4.7$ м. Структурная схема МТУ представлена на рис. 1.

Крутящий момент двигателя через гитару с передаточным числом 0.7 передаётся на входные валы двух планетарных коробок передач, каждая из которых конструктивно объединена с бортовым редуктором соответствующего борта. Планетарные коробки передач обеспечивают семь передач вперёд, нейтральную передачу и одну передачу заднего хода. В табл. 1 приведены передаточные числа планетарных коробок передач МТУ-объекта исследования. Передаточное число бортового редуктора составляет 5.44.

Поворот машины на первой передаче и передаче заднего хода осуществляется за счёт торможения отстающего борта при помощи тормозов коробки передач, а на передачах со 2 по 7 — за счёт перехода передачи коробки передач отстающего борта на одну ступень вниз.

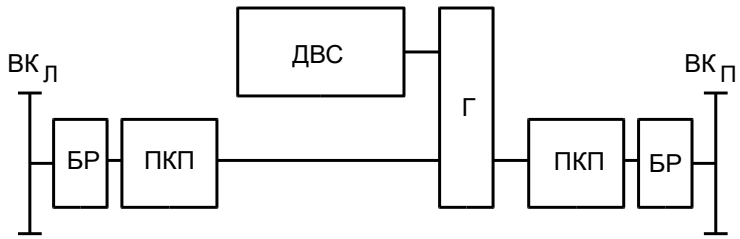

Рис. 1. Структурная схема МТУ быстроходной гусеничной машины с бортовыми коробками передач. На схеме приняты следующие обозначения: ДВС — двигатель внутреннего сгорания; Г — гитара трансмиссии; ПКП — планетарная коробка передач; БР — бортовой редуктор; ВКЛ, ВКП — ведущие колёса левого и правового бортов.

Fig. 1. Structural diagram of the powertrain of the high speed tracked vehicle with track gearboxes: ДВС — internal combustion engine; Г — intermediate reduction gear; ПКП — planetary gearbox; БР — track reduction gear; ВКЛ, ВКП — drive wheels of the left and right tracks.

DOI: https://doi.org/10.17816/0321-4443-631516

Управление поворотом машины осуществляется путём отклонения рычага поворота соответствующего борта.

В рассматриваемой МТУ применяется дизельный двигатель со всережимным регулятором. Внешняя характеристика двигателя приведена на рис. 2.

Таблица 1. Передаточные числа планетарных коробок передач МТУ-объекта исследования

Table 1. Gear ratios of the planetary gearboxes of the studied powertrain

Номер передачи	Передаточное число ПКП
ЗХ	12.915
1	7.3557
2	3.96
3	3.1365
4	2.5083
5	1.8243
6	1.0314
7	1

ИМИТАЦИОННАЯ МОДЕЛЬ МТУ

Структурная схема имитационной модели МТУ представлена на рис. 3. Модель МТУ состоит из трёх твёрдых тел, каждое из которых обладает одной вращательной

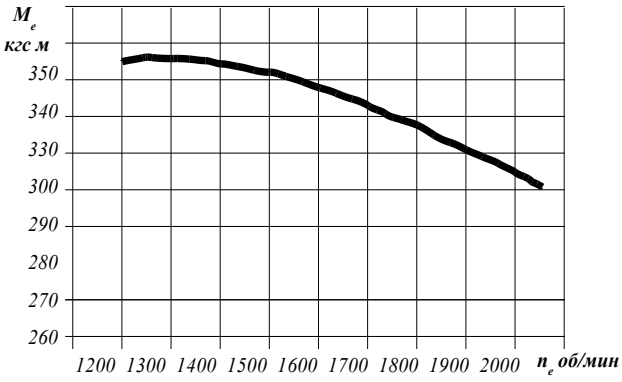

Рис. 2. Внешняя характеристика двигателя объекта исследования.
Fig. 2. The full-load curve of the engine of the study object.

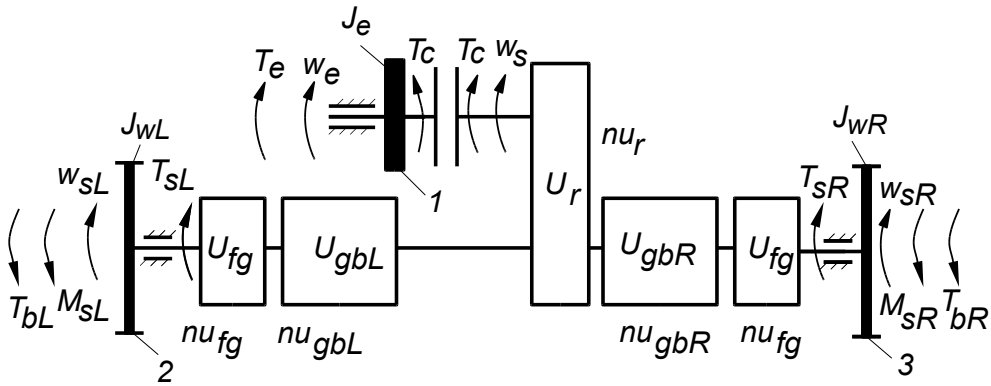

Рис. 3. Структурная схема имитационной модели МТУ быстроходной гусеничной машины с бортовыми коробками передач: w_{sL}, w_{sR} — угловые скорости ведущих колёс левого и правого бортов; w_e — угловая скорость коленчатого вала двигателя; w_s — угловая скорость входного вала гитары; T_{sL}, T_{sR} — приводные моменты ведущих колёс левого и правого бортов; M_{sL}, M_{sR} — суммарные моменты сил трения сопротивления в контакте гусеничного движителя с опорной поверхностью, приведённые к ведущим колёсам левого и правого бортов; T_{bL}, T_{bR} — тормозные моменты на ведущих колёсах левого и правого бортов; T_e — ведущий момент двигателя; T_c — момент трения в управляемом фрикционном элементе на входе трансмиссии; J_{wL}, J_{wR} — моменты инерции вращающихся масс трансмиссии и гусеничного обвода, приведённые к ведущим колёсам левого и правого бортов; J_e — момент инерции вращающийся элементов двигателя, приведённый к коленчатому валу двигателя; U_{gbL}, U_{gbR} — передаточные числа планетарных коробок передач левого и правого бортов; U_r — передаточное число гитары; U_{fg} — передаточное число бортового редуктора; nu_{gbL}, nu_{gbR} — коэффициенты полезного действия планетарных коробок передач левого и правого бортов; nu_r — коэффициент полезного действия гитары; nu_{fg} — коэффициент полезного действия бортового редуктора.

Fig. 3. Structural diagram of the simulation model of the powertrain of the high speed tracked vehicle with track gearboxes: w_{sL}, w_{sR} — rotation velocities of the drive wheels of the left and right tracks; w_e — rotation velocity of the engine crankshaft; w_s — rotation velocity of the input shaft of the intermediate reduction gear; T_{sL}, T_{sR} — drive torques of the drive wheels of the left and right tracks; M_{sL}, M_{sR} — sum torques of resistance forces in the contact of the track chain with the ground brought to the drive wheels of the left and right tracks; T_{bL}, T_{bR} — braking torques at the drive wheels of the left and right tracks; T_e — drive torque of the internal combustion engine; T_c — friction torque at the controlled friction element of the drivetrain input; J_{wL}, J_{wR} — inertia moments of the rotating masses of the drivetrain and the track chain reduced to the drive wheels of the left and right tracks; J_e — inertia moment of the rotating elements of the engine reduced to the engine crankshaft; U_{gbL}, U_{gbR} — gear ratios of the planetary gearboxes of the left and right tracks; U_r — gear ratio of the intermediate reduction gear; U_{fg} — gear ratio of the track reduction gear; nu_{gbL}, nu_{gbR} — efficiency coefficients of the planetary gearboxes of the left and right tracks; nu_r — efficiency coefficient of the intermediate reduction gear; nu_{fg} — efficiency coefficient of the track reduction gear.

DOI: https://doi.org/10.17816/0321-4443-631516

степенью свободы: коленчатого вала двигателя в сборе с маховиком 1 и двух ведущих колёс 2 и 3.

Математическая модель рассматриваемой МТУ включает в себя уравнения движения ведущих колёс и вала двигателя:

$$\begin{cases} \dot{w}_{sL} = \min\left(\varepsilon_{\lim}, \max\left(-\varepsilon_{\lim}, \dfrac{T_{sL} - M_{sL} - T_{brakeL}}{J_{sL}}\right)\right); \\ \dot{w}_{sR} = \min\left(\varepsilon_{\lim}, \max\left(-\varepsilon_{\lim}, \dfrac{T_{sR} - M_{sR} - T_{brakeR}}{J_{sL}}\right)\right); \\ \dot{w}_{e} = \dfrac{T_e - T_c}{J_e}. \end{cases} \quad (1)$$

где $\varepsilon_{\lim}$ — ограничение на величину углового ускорения ведущего колеса, введённое в модель для повышения устойчивости численного решения.

Приводные моменты на ведущих колёсах при прямолинейном движении:

$$\begin{aligned} T_{sL} &= \frac{T_c}{2} \cdot U_{trL} \cdot nu_{trL} + T_{regL}; \\ T_{sR} &= \frac{T_c}{2} \cdot U_{trR} \cdot nu_{trR} + T_{regR}; \end{aligned} \quad (2)$$

Приводные моменты на ведущих колёсах при повороте с учётом ограничения моментов на разгон ведущих колёс моментом, приходящим к ним от фрикционного элемента на входе в трансмиссию:

$$\begin{aligned} T_{sL} &= \min\left(\frac{T_c}{2} \cdot U_{trL} \cdot nu_{trL} + T_{regL}, \max\left(0, T_c\right) \cdot U_{trL} \cdot nu_{tr}\right); \\ T_{sR} &= \min\left(\frac{T_c}{2} \cdot U_{trR} \cdot nu_{trR} + T_{regR}, \max\left(0, T_c\right) \cdot U_{trR} \cdot nu_{tr}\right); \end{aligned} \quad (3)$$

где T_{regL}, T_{regR} — регулирующие моменты ведущих колёс левого и правого бортов для обеспечения распределения моментов на ведущих колёсах в соответствии с текущими передаточными числами бортовых коробок передач, моментами трения в контакте гусеничного движителя с опорной поверхности и моментами сопротивления на ведущих колёсах; U_{trL}, U_{trR} — передаточные числа от входа в трансмиссию до ведущих колёс левого и правого бортов; nu_{trL}, nu_{trR} — коэффициент полезного действия трансмиссии левого и правого бортов.

Передаточные числа трансмиссии от входа в трансмиссию до ведущих колёс левого и правого бортов вычисляются следующим образом:

$$\begin{aligned} U_{trL} &= U_r \cdot U_{gbL}(s_{gb}, s_{steerL}) \cdot U_{fg}; \\ U_{trR} &= U_r \cdot U_{gbL}(s_{gb}, s_{steerR}) \cdot U_{fg}; \end{aligned} \quad (4)$$

где s_{gb} — индекс номера передачи коробки передач, [-1,0,1,2,3,4,5,6]; s_{steerL}, s_{steerR} — степень отклонения левого и правого рычага управления поворотом, [0,1].

Коэффициенты полезного действия трансмиссии левого и правого бортов:

$$\begin{aligned} nu_{trL} &= nu_r \cdot nu_{gbL} \cdot nu_{fg} \\ nu_{trR} &= nu_r \cdot nu_{gbR} \cdot nu_{fg} \end{aligned}, \quad (5)$$

Регулирующие моменты при прямолинейном движении на всех передачах, кроме нейтральной:

$$\begin{aligned} T_{regL} &= k_{lock} \cdot \left(1 - s_{clutch}\right) \cdot \left(w_{sR} - w_{sL}\right) \quad ; \\ T_{regR} &= k_{lock} \cdot \left(1 - s_{clutch}\right) \cdot \left(w_{sL} - w_{sR}\right) \quad ; \end{aligned} \quad (6)$$

где k_{lock} — коэффициент усиления пропорционального регулятора угловых скоростей ведущих колёс при прямолинейном движении; s_{clutch} — степень нажатия педали сцепления, [0, 1].

Регулирующие моменты при движении на нейтральной передаче:

$$\begin{aligned} T_{regL} &= 0 \quad ; \\ T_{regR} &= 0 \quad ; \end{aligned} \quad (7)$$

Регулирующие моменты на первой передаче и передаче заднего хода при повороте направо:

$$\begin{aligned} T_{regL} &= k_{fast} \cdot \left(\frac{w_e}{U_{trL}} - w_{sL}\right) \quad ; \\ T_{regR} &= 0 \quad ; \end{aligned} \quad (8)$$

при повороте налево:

$$\begin{aligned} T_{regL} &= 0 \quad ; \\ T_{regR} &= k_{fast} \cdot \left(\frac{w_e}{U_{trR}} - w_{sR}\right) \quad ; \end{aligned} \quad (9)$$

где k_{fast} — коэффициент усиления пропорционального регулятора угловой скорости ведущего колеса забегающего борта.

Регулирующие моменты при движении на передачах 2–7 при повороте направо:

$$\begin{aligned} T_{regL} &= k_{fast} \cdot \left(\frac{w_e}{U_{trL}} - w_{sL}\right) \quad ; \\ T_{regR} &= k_{slow} \cdot \left(\frac{w_{sL} \cdot U_{trL}}{U_{trR}} - w_{sR}\right) \quad ; \end{aligned} \quad (10)$$

при повороте налево:

$$\begin{aligned} T_{regL} &= k_{slow} \cdot \left(\frac{w_{sR} \cdot U_{trR}}{U_{trL}} - w_{sL}\right) \quad ; \\ T_{regR} &= k_{fast} \cdot \left(\frac{w_e}{U_{trR}} - w_{sR}\right) \quad ; \end{aligned} \quad (11)$$

где k_{slow} — коэффициент усиления пропорционального регулятора угловой скорости ведущего колеса отстающего борта.

Опытным путём установлено, что значения коэффициентов усиления регуляторов должны находится в следующем соотношении: $k_{lock} = k_{slow} < k_{fast}$.

Сцепление на входе в трансмиссию описывалось по модели сухого трения [7]. Данная модель может работать в двух режимах: режиме сцепления и режиме скольжения. В режиме скольжения момент трения вычисляется аналогично кулоновскому трению по предельному значению момента трения скольжения и относительной угловой скорости скольжения:

$$T_c = T_{c\max} \cdot \left(1 - s_{clutch}\right) \cdot \operatorname{sign}\left(w_s - w_e\right), \quad (12)$$

где T_{cmax} — предельный момент трения скольжения, создаваемый сцеплением.

Угловая скорость на входе в гитару определяется по скорости ведущего колеса забегающего борта:

$$w_s = \max\left(\left|w_{sL} \cdot U_{trL}\right|, \left|w_{sR} \cdot U_{trR}\right|\right). \quad (13)$$

В режиме сцепления момент трения вычисляется по формуле:

$$T_c = T_0 - c \cdot \left(\varphi - \varphi_0\right) - d \cdot w_s, \quad (14)$$

где c, d — коэффициенты жёсткости и диссипации модели сухого трения в режиме сцепления; φ, φ_0 — текущее и начальное относительные угловые перемещения трущихся поверхностей; T_0 — начальное значение момента трения в момент перехода из режима скольжения в режим сцепления.

Переход от режима сцепления в режим скольжения происходит, когда момент достигает предельного значения.

Переход из режима скольжения в режим сцепления производится по условию смены знака скорости скольжения. Поэтому же условию происходит запоминание начальных значений углового перемещения φ_0 и момента трения T_0 для режима сцепления.

Тормозные моменты на ведущих колёсах левого и правого бортов определяются следующим образом:

$$\begin{aligned} T_{brakeL} &= s_{brakeL} \cdot T_{brakeMax} \cdot \operatorname{sign}\left(w_{sL}\right) \quad ; \\ T_{brakeR} &= s_{brakeR} \cdot T_{brakeMax} \cdot \operatorname{sign}\left(w_{sR}\right) \quad ; \end{aligned} \quad (15)$$

где s_{brakeL}, s_{brakeR} — управляющие сигналы тормозных механизмов левого и правого бортов; $T_{brakeMax}$ — момент трения при полностью включённом тормозном механизме.

Управляющие сигналы тормозных механизмов левого и правого бортов на первой передаче и передаче заднего хода:

$$\begin{aligned} s_{brakeL} &= \min\left(1, s_{steerL} + s_{brake}\right) \quad ; \\ s_{brakeR} &= \min\left(1, s_{steerR} + s_{brake}\right) \quad ; \end{aligned} \quad (16)$$

на остальных передачах:

$$s_{brakeL} = s_{brakeR} = s_{brake}. \quad (17)$$

Момент двигателя определятся по функции внешней и регулировочных характеристик от оборотов we коленчатого вала двигателя и управляющего сигнала sacc педали акселератора:

$$T_e = f\left(w_e, s_{acc}\right). \quad (18)$$

Характерный вид данной функции показан на рис. 4.

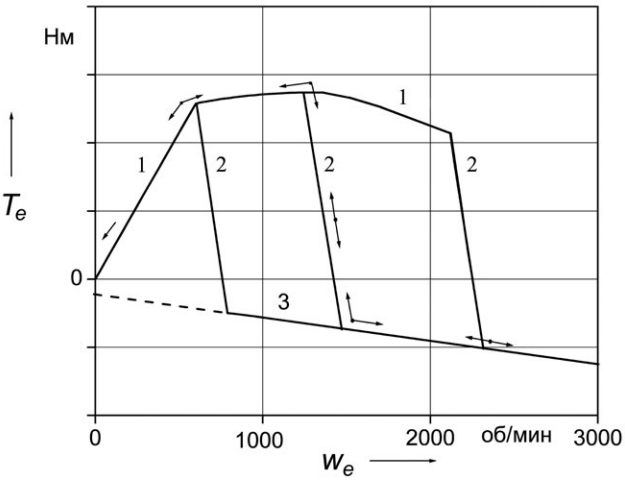

Рис. 4. Схематизированная характеристика дизеля со всережимным регулятором: *1* — внешняя характеристика; *2* — регуляторные ветви; *3* —тормозная ветвь.

Fig. 4. The simplified load curve of the diesel engine with the all-mode regulator: *1* — a full-load curve; *2* — regulator curves; *3* — a braking curve.

ОЦЕНКА АДЕКВАТНОСТИ ИМИТАЦИОННОЙ МОДЕЛИ МТУ

Для проверки работоспособности и адекватности предложенной имитационной модели МТУ она была реализована в программном комплексе Matlab\Simulink и встроена в виде динамически подключаемой библиотеки (DLL) в пространственную динамическую модель шасси гусеничной машины, разработанную автором в программном комплексе автоматизированного анализа динамики систем тел «Универсальный Механизм» [8]. На рис. 5 приведена схема взаимодействия динамической модели шасси быстроходной гусеничной машины с имитационной моделью МТУ.

На рис. 6 приведена структура динамической модели шасси быстроходной гусеничной машины в программном комплексе автоматизированного анализа динамики систем тел «Универсальный Механизм».

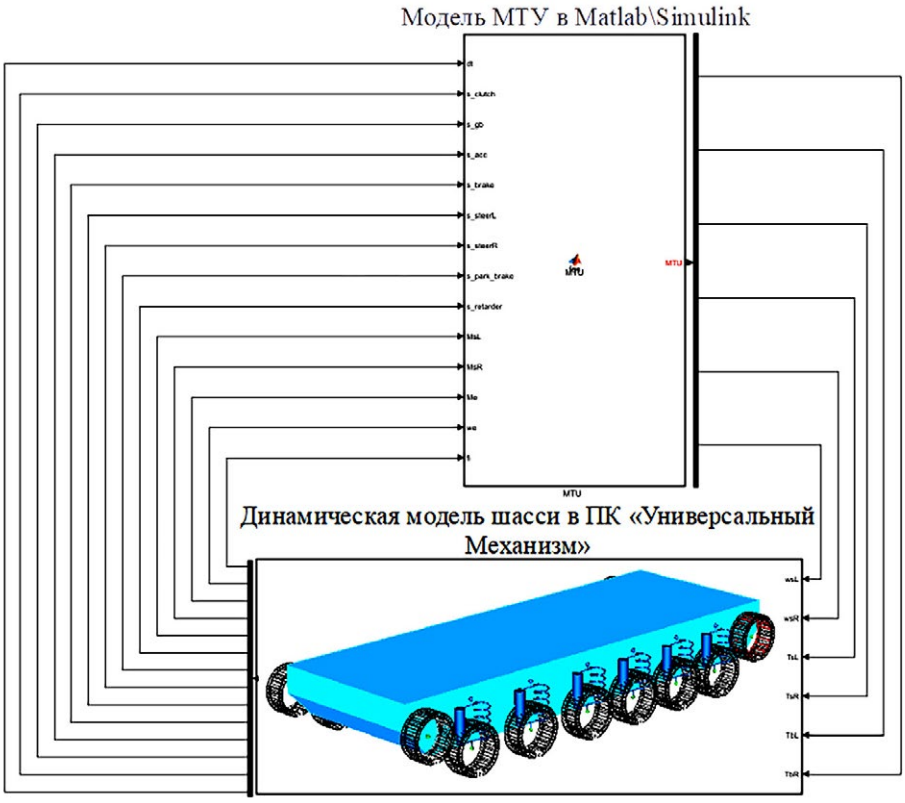

Рис. 5. Взаимодействие имитационной модели МТУ с динамической моделью шасси быстроходной гусеничной машины в программном комплексе «Универсальный Механизм».
Fig. 5. Interaction between the simulation model of the powertrain with the multi-body dynamics model of the high speed tracked vehicle built in the Universal Mechanism software.

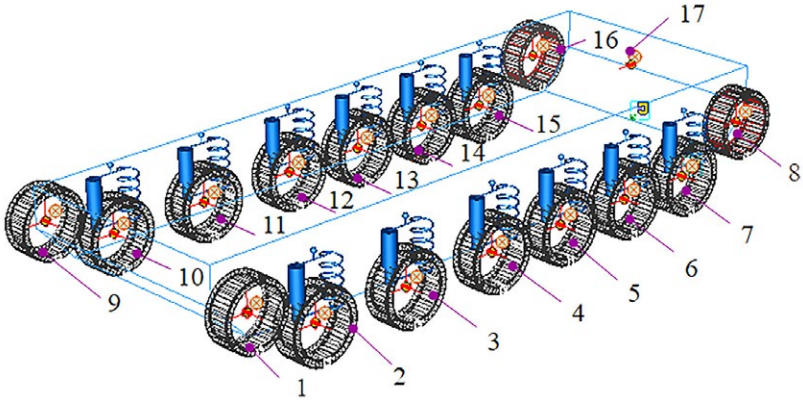

Рис. 6. Пространственная динамическая модель шасси быстроходной гусеничной машины в программном комплексе «Универсальный Механизм». Цифрами обозначены тела модели: *1, 9* — натяжные колёса; *8, 16* — ведущие колёса; *2–7, 10–15* — опорные катки; *17* — подрессоренная масса.
Fig. 6. Three-dimensional multibody dynamics model of the high speed tracked vehicle in the Universal Mechanism software; *1, 9* — idlers; *8, 16* — drive wheels; *2–7, 10–15* —rollers; *17* — sprung mass.

В модели приняты следующие допущения:

- опорные катки установлены на подрессоренной массе на свечных подвесках с параллельно работающими линейными упругим и демпфирующим элементами в центрах опорных катков;
- катки расположены симметрично относительно продольной вертикальной плоскости симметрии корпуса машины;
- угловые скорости всех катков и натяжного колеса равны угловым скоростям ведущего колеса соответствующего борта (проскальзывание катков относительно гусеничного обвода не учитывается);
- взаимодействие гусеничного движителя с опорной поверхностью осуществляется через катки и колёса, радиусы которых увеличены на высоту трака, без учета динамики гусеничного обвода по полуэмпирической

модели эластичного колеса с вычислением силы трения через экспоненциальную функцию безразмерного коэффициента скольжения на основе эллипса трения [9];

- в качестве моментов сопротивления на ведущем колесе используются суммы моментов, действующих на опорные катки соответствующего борта со стороны опорной поверхности, определяемых по модели [9].

Принятые допущения вполне оправданы при моделировании движения по твёрдой гладкой опорной поверхности [10, 11]. А именно на такой поверхности предполагается тестирование работы имитационной модели МТУ.

С использованием полученной динамической модели гусеничной машины проводилось моделирование поворота на различных передачах и определение расчётных минимальных радиусов поворота на твёрдой плоской опорной поверхности с коэффициентом сцепления гусеничного обвода с опорной поверхностью 0.4 и сопротивлением движению гусеничного движителя 0.04.

Для определения минимальных радиусов на каждой передаче производилось моделирование разгона машины с последовательным переключением передач при полном нажатии педали газа с плавным отклонением рычага управления поворотом в крайнее положение при выходе на установившийся режим движения на каждой передаче и последующим плавным возвратом рычага в исходное положение. Циклограммы управляющих воздействий на элементы управления модели гусеничной машины приведены на рис. 7.

Остальные управляющие сигналы s_{steerL}, s_{brake}, s_{clutch} в процессе моделирования сохраняли значение 0. В модели были приняты следующие значения коэффициентов усиления регуляторов угловых скоростей ведущих колёс: $k_{slow} = k_{lock} = 75000 \cdot 20$; $k_{fast} = 10 \cdot k_{slow}$. Интегрирование уравнений движения проводилось методом Парка с постоянным шагом 0.0002 с и допустимой относительной локальной погрешностью 0.00001, значение $\varepsilon_{\lim}$ для угловых ускорений ведущих колёс было принято 50 рад/с^2.

На рис. 8 приведены графики угловых скоростей ведущих колёс, полученные в результате моделирования движения гусеничной машины-объекта исследования с использованием циклограмм управляющих воздействий, показанных на рис. 7.

Из анализа графиков угловых скоростей ведущих колёс рис. 8 можно сделать вывод об адекватной работе имитационной модели МТУ при повороте на качественном уровне: ведущее колесо забегающего борта сохраняет свою скорость (на передачах 2–7), а ведущее колесо отстающего борта замедляется до скорости соответствующей предыдущей передаче, либо до полной остановки (на первой передаче и передаче заднего хода) .

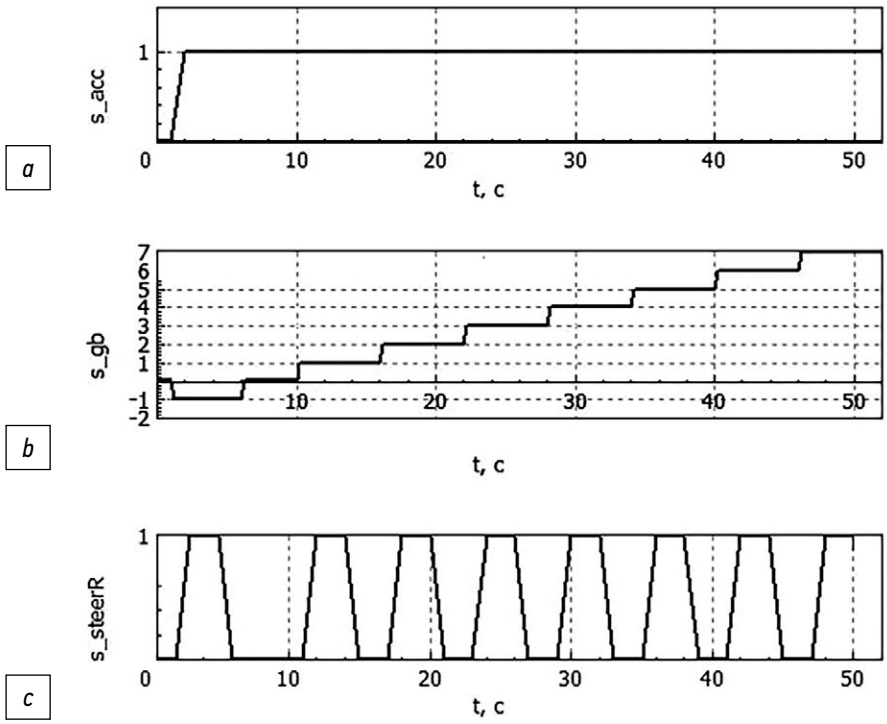

Рис. 7. Циклограммы управляющих воздействий на элементы управления модели гусеничной машины: *a* — циклограмма управляющего сигнала педали акселератора; *b* — циклограмма управляющего сигнала рычага переключения передач; *c* — циклограмма управляющего сигнала правого рычага управления поворотом.

Fig. 7. Cyclograms of control inputs on the elements of control of the tracked vehicle model: *a* — cyclogram of the control signal of the accelerator pedal; *b* — cyclogram of the control signal of the gear shifting lever; *c* — cyclogram of the control signal of the right steering lever.

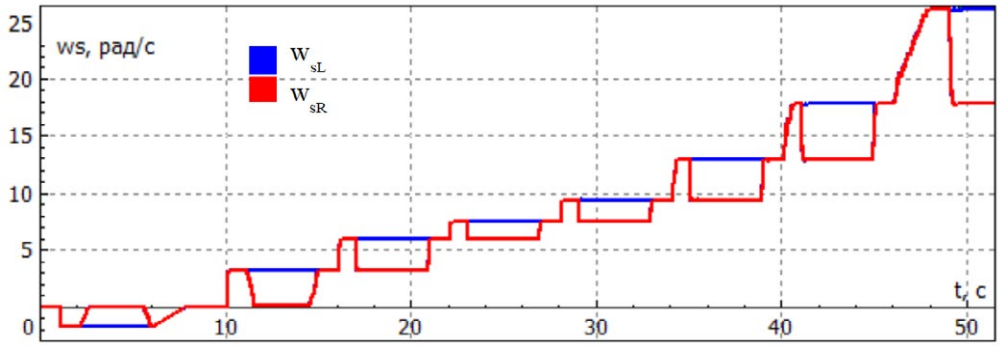

Рис. 8. Графики угловых скоростей ведущих колёс, полученные в результате моделирования.
Fig. 8. Graphs of rotation velocities of the drive wheels obtained as a result of simulation.

Проведём количественную оценку адекватности модели. На рис. 9 показана схема поворота гусеничной машины направо. Забегающим бортом на данной схеме является левый, а отстающим — правый.

В соответствии с рис. 9 кинематический радиус поворота гусеничной машины посередине забегающего борта без учёта скольжения определяется по формуле:

$$R_L = \frac{B}{2} \cdot \left[\frac{w_{sL} + w_{sR}}{w_{sL} - w_{sR}} + 1 \right]. \quad (19)$$

На передачах 2–7 кинематический радиус поворота гусеничной машины посередине забегающего борта по передаточным числам бортовых коробок передач определялся по формуле:

$$R_L = \frac{B}{2} \cdot \left[\frac{U_{gbR} + U_{gbsL}}{U_{gbR} - U_{gbsL}} + 1 \right]. \quad (20)$$

На передаче заднего хода и первой передаче, поскольку поворот осуществляется вокруг остановленного борта, расчётный кинематический радиус поворота гусеничной машины посередине забегающего борта должен быть равен колее гусеничной машины.

В табл. 2 приведены расчётные радиусы посередине забегающего борта, определённые в соответствии с логикой работы МТУ с учётом передаточных чисел бортовых коробок передач, приведённых в табл. 1, и полученные по модели.

Из анализа табл. 2 видно, что относительная погрешность расчётных радиусов, полученных по имитационной модели МТУ в рассмотренных условиях движения и с заданными параметрами модели и настройками метода интегрирования, не превышает 0.6 %.

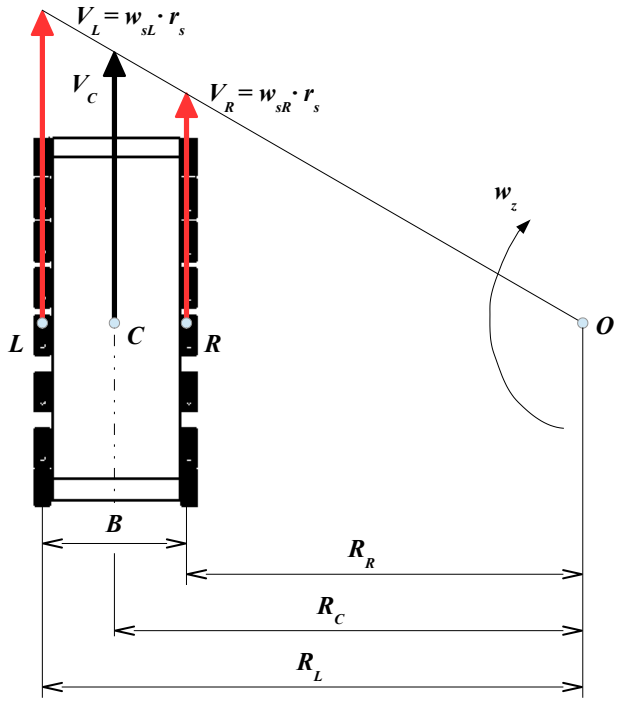

Рис. 9. Кинематическая схема поворота гусеничной машины: V_c, V_L, V_R — линейные скорости центра масс C, средних точек L, R левого и правого бортов машины соответственно; B — колея машины; R_c, R_L, R_R — радиусы поворота по центру масс C и средним точкам L, R левого и правого бортов машины соответственно.
Fig. 9. Kinematic scheme of tracked vehicle turning: V_c, V_L, V_R — linear velocities of the center of gravity C, middle points L, R of left and right tracks of the vehicle respectively; B — vehicle track width; R_c, R_L, R_R — turn radii of the center of gravity C and middle points L, R of left and right tracks of the vehicle respectively.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Автором предложена оригинальная имитационная модель на основе схемы с индивидуальным приводом ведущих колёс для МТУ с бортовыми коробками передач, обеспечивающая внешнюю кинематику за счёт алгоритма регуляторов скоростей ведущих колёс. Предложенный подход моделирования обеспечивает высокую степень адекватности внешней кинематики МТУ при поворотах на различных передачах на качественном и количественном уровне: логика изменения скоростей ведущих колёс бортов соответствует конструкции МТУ-объекта исследования, а полученные в результате моделирования расчётные радиусы с высокой степенью точности

Таблица 2. Расчётные радиусы поворота в долях от колеи B гусеничной машины

Table 2. Calculated turn radii in the vehicle track width B units

Номер передачи	Расчётный минимальный радиус по передаточным числам МТУ	Расчётный минимальный радиус по модели	Относительная погрешность, %
ЗХ	B	1.005 · B	0.5
1	B	1.006 · B	0.6
2	2.166 · B	2.176 · B	0.5
3	4.809 · B	4.837 · B	0.6
4	4.993 · B	5.017 · B	0.5
5	3.667 · B	3.678 · B	0.3
6	3.620 · B	3.621 · B	0.03
7	4.122 · B	4.128 · B	0.15

(с максимальной погрешностью 0.6%) совпадают с радиусами, определёнными по передаточным числам трансмиссии МТУ-объекта исследования. За счёт использования минимального числа независимых переменных предложенная модель может встраиваться в высокоэкономичные модели пространственного движения быстроходных гусеничных машин, в том числе и в модели, работающие в режиме реального времени.

ДОПОЛНИТЕЛЬНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Вклад автора. Автор подтверждает соответствие своего авторства международным критериям *ICMJE* (автор внёс существенный вклад в разработку концепции, проведение исследования и подготовку статьи, прочёл и одобрил финальную версию перед публикацией).

Источники финансирования. Автор заявляет об отсутствии внешнего финансирования при проведении исследования и подготовке публикации.

Раскрытие интересов. Автор декларирует отсутствие явных и потенциальных конфликтов интересов, связанных с проведённым исследованием и публикацией настоящей статьи.

ADDITIONAL INFORMATION

Author contributions. The author confirms the compliance of his authorship with the ICMJE international criteria (the author has made a significant contribution to the conceptualization, research and preparation of the article, read and approved the final version before publication).

Disclosure of interests. The author declares that they have no competing interests.

Funding sources. The author declares that there was no external funding when conducting the research and preparing the publication.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ | REFERENCES

1. Ponorac L, Blagojević I. Experimental Validation of a High speed Tracked Vehicle Powertrain Simulation Model. *Measurement Science Review.* 2023;23(5):192–201.

2. Assanis DN, Bryzik W, Castanier MP, et al. Modeling and simulation of an M1 Abrams tank with advanced track dynamics and integrated virtual diesel engine. *Journal of Structural Mechanics.* 1999;27(4):453–505.

3. Janarthanan B, Padmanabhan C, Sujatha C. Longitudinal dynamics of a tracked vehicle: Simulation and experiment. *Journal of Terramechanics.* 2012;49(2):63–72.

4. McGough MG. Modeling of Bradley Tracked Vehicle Steering and Fuel Consumption with a Detailed Kinematic Model of the HMPT500-3 Transmission and Simplified Vehicle Dynamics. In: *2015 NDIA Ground Vehicle Systems Engineering and Technology Symposium Modeling & Simulation, Testing and Validation (MSTV) Technical Session. 2015 Aug 3–5; Michigan.* Michigan, 2015.

5. Gorelov VA, Kositsyn BB, Miroshnichenko AV, Stadukhin AA. Regulyator sistemy upravleniya povorotom bystrokhodnoi gusenichnoi mashiny s individual'nym privodom vedushchikh koles. *Izvestiya MGTU MAMI.* 2019;(4):21–28. (In Russ.) doi: 10.31992/2074-0530-2019-42-4-21-28

6. Aleksandrov EE, Aleksandrova TE, Galushka YuV, et al. Imitatsionnaya model' krivolineinogo dvizheniya gusenichnoi mashiny so stupenchatoi transmissiei. *Integrirovannye tekhnologii i energosberezhenie.* 2004;(2):52–59. (In Russ.)

7. Universal mechanism. Home page. [internet] Cited: 28.09.2023. Available from: https://universalmechanism.com/en/pages/index.php?id=1

8. Universal mechanism 9 / Technical manual / Mechanical systems for modeling object. [internet] Cited: 28.09.2023. Available from: https://www.universalmechanism.com/download/90/eng/02_um_technical_manual.pdf

9. Gorelov VA, Komissarov AI, Miroshnichenko AV. 8× 8 wheeled vehicle modeling in a multibody dynamics simulation software. In: *Prom-Engineering, proceedings of the international scientific and technical conference. FGBOU HPE "South Ural State University" (national research university).* 2015:221–225.

10. Kciuk S, Mężyk A. Modelling of tracked vehicle dynamics. *Journal of KONES.* 2010;17(1):223–232.

11. Maclaurin B. A skid steering model using the Magic Formula. *Journal of Terramechanics.* 2010;48(4):247–263.

ОБ АВТОРЕ

Комиссаров Александр Игоревич,
канд. техн. наук,
доцент кафедры «Многоцелевые гусеничные машины и мобильные роботы»;
адрес: Россия, 105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5;
ORCID: 0009-0003-7476-2737;
eLibrary SPIN: 2565-9328;
e-mail: komissarov@bmstu.ru

AUTHOR'S INFO

Alexander I. Komissarov,
Cand. Sci. (Engineering),
Associate Professor of the Multipurpose Tracked Vehicles and Mobile Robots Department;
address: 5 2nd Baumanskaya st, Moscow, Russia, 105005;
ORCID: 0009-0003-7476-2737;
eLibrary SPIN: 2565-9328;
e-mail: komissarov@bmstu.ru