

DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-312191>

Оригинальное исследование



Метод разработки электронной системы управления криволинейным движением быстроходной гусеничной машины с двухпоточной трансмиссией

Н.В. Бузунов, В.В. Иваненков, Р.Д. Пирожков, Б.Б. Косицын, Г.О. Котиев

Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация

АННОТАЦИЯ

Обоснование. Совместно с ростом средних скоростей движения быстроходных гусеничных машин (БГМ) растут и требования к управляемости и безопасности движения. Актуальным для БГМ является вопрос обеспечения бесступенчатого изменения радиуса поворота при криволинейном движении. Существующие схемы механизмов поворота могут обеспечить данное требование, но при этом обладают определенными недостатками и не позволяют применять электронные системы, повышающие безопасность движения и снижающие требования к квалификации механиков-водителей.

Цель работы — синтез законов управления двухпоточной трансмиссией с гидрообъемным механизмом поворота (ГОМП), управляемым электромеханическим актуатором, исключая «жесткую» связь между штурвалом и механизмом регулирования рабочего объема ГОМП.

Методы: исследования основываются на применении имитационного моделирования и обеспечении функционирования разрабатываемых моделей в режиме реального времени, а также включают в себя синтез алгоритмов управления механическими системами транспортного средства для бортовых контроллеров управления с проведением оценки их адекватности в виртуальном и полунатурном экспериментах.

Результаты: реализован метод разработки систем управления (СУ), позволяющий проводить разработку и отладку СУ при отсутствии опытного образца БГМ. При использовании описанного метода сокращается общее время разработки и отладки алгоритмов СУ. Применимость данного метода доказана на примере разработки СУ криволинейным движением БГМ с двухпоточной трансмиссией.

Заключение: поставленная цель достигнута, проведенная работа показывает состоятельность приведенного метода разработки СУ.

Ключевые слова: быстроходная гусеничная машина; криволинейное движение; система управления; двухпоточная трансмиссия; гидрообъемный механизм поворота.

Как цитировать:

Бузунов Н.В., Иваненков В.В., Пирожков Р.Д., Косицын Б.Б., Котиев Г.О. Метод разработки электронной системы управления криволинейным движением быстроходной гусеничной машины с двухпоточной трансмиссией // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 2023. Т. 90, № 2. С. 133–147.
DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-312191>

DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-312191>

Original Study Article

The method of development of the electronic control system for curvilinear motion of a high-speed tracked vehicle with dual-flow transmission

Nikolay V. Buzunov, Vyacheslav V. Ivanenkov, Roman D. Pirozhkov,
Boris B. Kositsyn, Georgy O. Kotiev

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation

ABSTRACT

BACKGROUND: Handling and safety requirements to high-speed tracked vehicles (HSTV) rise in tandem with the growth of average motion velocities. The issue of ensuring continuously variable turn radius at curvilinear motion is relevant for HSTVs. Current layouts of steering mechanisms are able to meet this requirement, however they have certain disadvantages and are not compatible with electronic systems improving motion safety and lowering demands to mechanic-drivers' skills.

AIMS: The synthesis of control laws for dual-flow transmission with a hydrostatic steering mechanism (HSSM) controlled by an electromechanical actuator which exclude "hard" links between steering handwheel and working volume adjustment mechanism of the HSSM.

METHODS: The study methods are based on using numerical simulation and ensuring real-time operation of the developed models. In addition, the study methods include synthesis of control algorithms for vehicle's mechanical systems, used in on-board controllers, with adequacy assessment at virtual and laboratory experiments.

RESULTS: The method of development of control systems (CS) making possible to develop and to debug CSs without a HSTV prototype has been put into force. With using the described method, the total time of CS development and debugging reduces. Workability of the method is proved with the example of development of the CS for curvilinear motion of the HSTV with dual-flow transmission.

CONCLUSIONS: The study aim has been achieved, the accomplished work shows validity of the given method of CS development.

Keywords: *high-speed tracked vehicle; curvilinear motion; control system; dual-flow transmission; hydrostatic steering mechanism.*

To cite this article:

Buzunov N.V., Ivanenkov V.V., Pirozhkov R.D., Kositsyn B.B., Kotiev G.O. The method of development of the electronic control system for curvilinear motion of a high-speed tracked vehicle with dual-flow transmission. *Tractors and Agricultural Machinery*. 2023;90(2):133–147.

DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-312191>

Received: 27.02.2023

Accepted: 01.04.2023

Published: 15.05.2023

ВВЕДЕНИЕ

Разработка высокоподвижных колесных и гусеничных машин осуществляется при возрастающих требованиях, связанных с улучшением их эксплуатационных свойств. В частности, повышение быстроходности должно сопровождаться совершенствованием методов обеспечения безопасности управления движением.

Для БГМ при увеличении средних и максимальных скоростей остаются актуальными вопросы обеспечения бесступенчатого изменения радиуса (кривизны) поворота. Решение подобной проблемы может осуществляться за счет применения традиционных двухпоточных трансмиссий с ГОМП, а также за счет применения тяговых электродвигателей для привода ведущих колес с целью сделать управление криволинейным движением гусеничной машины как автомобилем. Помимо этого, такого рода трансмиссии в значительной степени подходят для реализации дистанционного управления и роботизации [1, 2].

Для схемы двухпоточной трансмиссии с ГОМП при наличии «жесткой» связи штурвала и механизма регулирования рабочего объема насоса ГОМП фактический радиус поворота при неизменном положении штурвала будет зависеть от выбранной передачи трансмиссии и условий движения [3]. Для исключения данной зависимости штурвал не должен быть механически связан с насосом. Данная связь должна реализовываться посредством системы управления криволинейным движением с использованием информации для оценки фактической кривизны поворота.

При отсутствии механической связи между штурвалом и механизмом регулирования рабочего объема насоса система управления криволинейным движением БГМ реализуется на основе электронного блока управления (ЗБУ), алгоритмы работы которого определяются законами, устанавливающими связь между воздействием на органы управления криволинейным движением БГМ, динамикой машины и работой двухпоточной трансмиссии с гидрообъемным механизмом поворота.

При разработке законов и алгоритмов наиболее важным аспектом является обеспечение предсказуемости отклика машины на действия водителя. Известно, что управление криволинейным движением БГМ происходит за счет создания разности скоростей перематывания гусениц на противоположных бортах [4]. Предсказуемый отклик машины на управляющее воздействие обеспечится за счет корректного выбора функции, связывающей управляющее воздействие с изменением скоростей перематывания гусениц, отстающего и забегающего бортов, с учетом оценки фактической кривизны траектории.

Использование имитационных математических моделей движения БГМ [1, 2, 5–7] для отработки алгоритмов системы управления криволинейным движением

на ранних этапах проектирования позволит значительно ускорить процесс реализации на физическом уровне системы управления опытного образца.

МЕТОД РАЗРАБОТКИ БОРТОВЫХ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ

Разработка бортовых СУ механизмами и агрегатами наземных транспортных средств, работа которых определяется не только количественными, но и качественными критериями (основанными во многом на отзывах водителей-испытателей о поведении объектов) предполагает применение особых методов проектирования и исследования, которые обеспечат выполнение требований в отсутствии опытного образца БГМ. Один из подобных методов проектирования бортовых СУ заключается в использовании на ранних стадиях выполнения опытно-конструкторских работ имитационных математических моделей реального времени во взаимодействии с разрабатываемой электронной СУ [8], позволяющих описывать взаимодействие водителя с системой управления и оценивать реакцию объекта на различные управляющие воздействия.

На рис. 1 представлен процесс перехода от использования имитационных математических моделей реального времени к работе с физической СУ криволинейным движением и образцом БГМ. Процесс разработки СУ включает три этапа.

На первом этапе предполагается работа только с имитационными математическими моделями разрабатываемой СУ и образца БГМ. Для обмена данными используются виртуальные каналы, доступные в программном

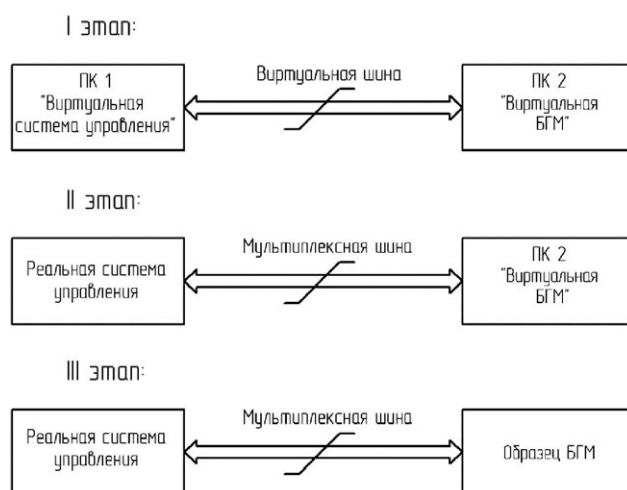


Рис. 1. Последовательность перехода от имитационных математических моделей проектируемой СУ и БГМ к действующим образцам СУ и БГМ.

Fig. 1. Sequence of transition from numerical simulation models of the developed CS and the HSTV to real prototypes of the CS and the HSTV.

обеспечении, используемом для имитационного математического моделирования.

На данном этапе осуществляется синтез базовых законов управления, лежащих в основе работы СУ криволинейным движением. Так как разрабатывается СУ криволинейным движением, то необходимо обеспечить интерфейс взаимодействия имитационной математической модели с водителем. В состав данного интерфейса необходимо включить:

- графический интерфейс для отображения текущего положения виртуального объекта управления;
- органы управления для приема задающих воздействий водителя-испытателя.

В результате проведения группой водителей-испытателей серии виртуальных заездов с использованием моделей движения реального времени с различными законами управления осуществляется выбор наиболее подходящего закона на основе экспертных оценок и требований, предъявляемых к СУ криволинейным движением.

На втором этапе проектирования реализуется работа опытного образца СУ на базе ЗБУ. При этом, опытный образец СУ работает совместно с имитационной математической моделью БГМ в реальном времени.

Одной из основных задач, решаемых на данном этапе, является подтверждение соответствия показателей быстродействия и устойчивости СУ заданным требованиям. Также на данном этапе происходит отладка СУ в приближенных к реальной работе условиях.

Третий этап разработки предусматривает непосредственное исследование разрабатываемой СУ криволинейным движением в составе опытного образца БГМ с подтверждением возможности выполнения требуемых задач управления.

ОПИСАНИЕ РАБОТЫ ТРАНСМИССИИ И ГИДРООБЪЕМНОГО МЕХАНИЗМА ПОВОРОТА ПРОЕКТИРУЕМОЙ МАШИНЫ

Разрабатываемая электронная система управления криволинейным движением БГМ предназначена для совместной работы с элементами ГОМП двухпоточной трансмиссии [9, 10] в соответствии с рис. 2.

Реализация и управление криволинейным движением БГМ осуществляется за счет регулирования рабочего объема аксиально-поршневого насоса ГОМП для изменения скорости и направления потока рабочей жидкости.

При прямолинейном движении подача насоса ГОМП равна нулю, малые центральные колеса (МЦК) суммирующих планетарных рядов остановлены, вся мощность двигателя внутреннего сгорания (ДВС) подводится к водилам суммирующих планетарных рядов через коробку передач (КП). Остановка МЦК обеспечивает устойчивость прямолинейного движения.

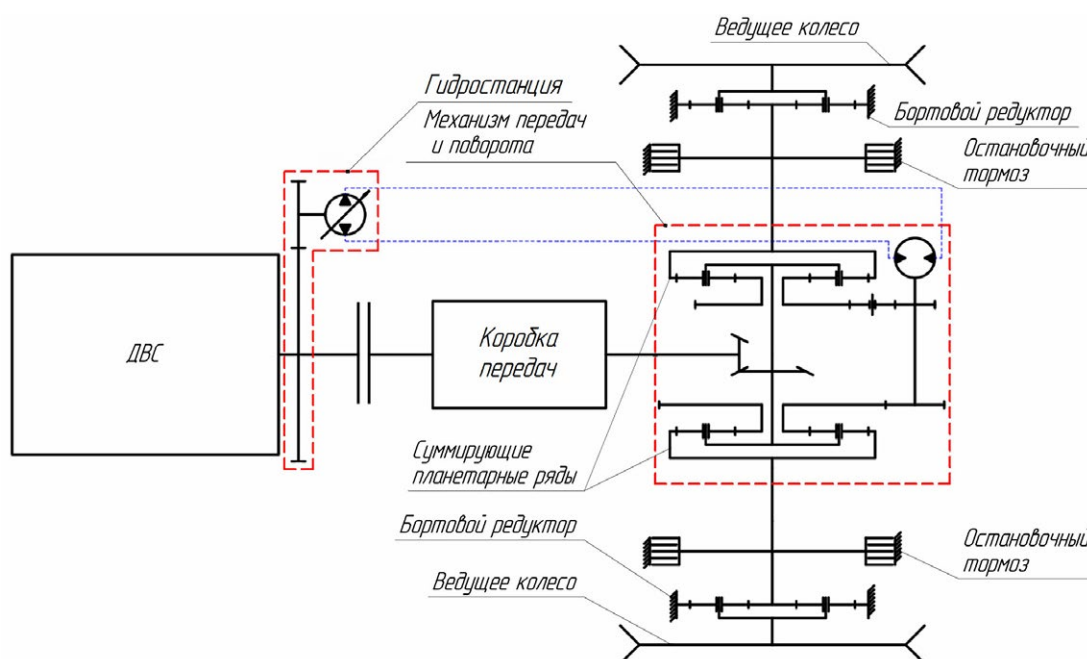


Рис. 2. Кинематическая схема двухпоточной трансмиссии БГМ.

Fig. 2. Kinematic scheme of the dual-flow transmission of the HSTV.

Бесступенчатое изменение радиусов поворота реализуется за счет регулирования рабочего объема насоса ГОМП. Наличие паразитной шестерни в зацеплении между выходным валом мотора ГОМП и одним из суммирующих планетарных рядов обеспечивает противоположное вращение соответствующих МЦК с равными угловыми скоростями.

Увеличение подачи насоса ГОМП приводит к возрастанию частот вращения МЦК в противоположных направлениях, что будет сопровождаться возрастанием и снижением частот вращения ведущих колес противоположных бортов соответственно. При отсутствии юза и буксования опорных поверхностей гусениц теоретический радиус поворота БГМ равен:

$$R_T = \frac{v_i}{\omega_{zt}} = \frac{B(\omega_{BK2} + \omega_{BK1})r_{BK}}{2(\omega_{BK2} - \omega_{BK1})r_{BK}} = \frac{\omega_{BK2} + \omega_{BK1}}{\omega_{BK2} - \omega_{BK1}} \cdot \frac{B}{2}, \quad (1)$$

где ω_{BK1} , ω_{BK2} – угловые скорости ведущих колес (ВК) отстающего и забегающего борта, соответственно; $\omega_{zt} = (\omega_{BK2} - \omega_{BK1}) \cdot r_{BK} / B$ – теоретическая угловая скорость поворота БГМ при отсутствии юза и буксования; B – колея БГМ; r_{BK} – радиус ВК; v_i – теоретическая скорость движения центра масс БГМ.

Регулирование рабочего объема насоса ГОМП осуществляется за счет поворота штурвала. На основании выражения (1) и, представленной на рис. 2, схемы трансмиссии и механизма поворота теоретический радиус сгповорота БГМ будет зависеть от передачи КП в соответствии с представленной зависимостью:

$$R_T = \frac{(1 + k_{СПР})\omega_{ДВС}}{i_{КП}i_{ГП}\omega_{МЦК}} \cdot \frac{B}{2}, \quad (2)$$

где $k_{СПР}$ – параметр суммирующего планетарного ряда; $\omega_{ДВС}$ – угловая скорость коленчатого вала ДВС; $\omega_{МЦК}$ – угловые скорости МЦК суммирующих планетарных рядов; $i_{КП}$ – передаточное число КП; $i_{ГП}$ – передаточное число главной передачи (ГП).

Абсолютные значения угловых скоростей МЦК суммирующих планетарных рядов при постоянной угловой скорости ДВС определяются текущим значением рабочего объема насоса ГОМП. При наличии «жесткой» связи в системе управления криволинейным движением БГМ положение штурвала однозначно определяет рабочий объем насоса ГОМП.

Для обеспечения независимости теоретического радиуса поворота от передачи КП необходимо отказаться от «жесткой» связи между штурвалом и механизмом регулирования рабочего объема насоса ГОМП за счет реализации электронной системы управления криволинейным движением БГМ. ЭБУ будет осуществлять

управление исполнительным механизмом регулирования рабочего объема насоса ГОМП на основании задающего воздействия (текущего значения угла поворота штурвала) и текущих значений угловых скоростей ведущих колес (регулируемый параметр).

Угловая скорость выходного вала мотора ГОМП определяется в соответствии со следующим выражением:

$$\omega_M = \frac{\omega_{ДВС} \cdot \eta_{обн} \eta_{обм} \left(\frac{q_{maxн} e_n}{q_m} \right)}{i_{КОМ}}, \quad (3)$$

где ω_M – угловая скорость вала мотора ГОМП; $\omega_{ДВС}$ – угловая скорость коленчатого вала ДВС; $\eta_{обн}$ – объемный КПД насоса ГОМП; $\eta_{обм}$ – объемный КПД мотора ГОМП; $q_{maxн}$ – максимальный рабочий объем насоса ГОМП; e_n – параметр регулирования рабочего объема насоса ГОМП; q_m – рабочий объем мотора ГОМП (постоянная величина); $i_{КОМ}$ – передаточное число коробки отбора мощности (КОМ) привода насоса ГОМП.

С учетом выражений и можно показать, что в электронной системе управления криволинейным движением при отсутствии «жесткой» связи штурвала с исполнительным механизмом регулирования рабочего объема насоса ГОМП возможно уменьшение зависимости теоретического радиуса поворота от передачи КП:

$$R_T = \frac{(1 + k_{СПР})i_{КОМ}i_{доп}}{i_{КП}i_{ГП}\eta_{обн}\eta_{обм} \left(\frac{q_n}{q_m} \right)} \cdot \frac{B}{2}, \quad (4)$$

где $i_{доп}$ – передаточное число между валом мотора ГОМП и МЦК суммирующего планетарного ряда ($\omega_{МЦК} = \omega_M / i_{доп}$).

Рабочий объем насоса q_n в выражении является переменной величиной, регулирование которого осуществляется ЭБУ. Таким образом, реализация независимости теоретического радиуса поворота, который задается положением штурвала, от передачи КП, возможно, соответствующим изменением рабочего объема насоса ГОМП.

Рассматриваемая двухпоточная схема трансмиссии с ГОМП и автоматизированной системой управления также позволяет реализовать следующие возможности:

- сохранение в повороте центром масс скорости прямолинейного движения (механизм поворота первого типа в соответствии с [3]);
- возможность поворота вокруг центра масс (при вращении ведущих колес только от ГОМП и нейтральной передачи в КП).

необходимы для перехода из подвижной системы координат XOY к неподвижной системе координат $X'OY'$ и получения траектории движения БГМ.

$$\left\{ \begin{aligned} a_x &= \frac{dv_x}{dt} - \omega_z v_y = \frac{1}{m} \left(\sum_{i=1}^n R_{xi} - P_{wx} \right), \\ a_y &= \frac{dv_y}{dt} + \omega_z v_x = \frac{1}{m} \sum_{i=1}^n R_{yi}, \\ J_z \frac{d\omega_z}{dt} &= \sum_{i=1}^n M_{i \text{ в } i} + \sum_{i=1}^n M(\bar{R}_i), \\ \frac{dx'}{dt} &= v_x \cos \theta - v_y \sin \theta, \\ \frac{dy'}{dt} &= v_x \sin \theta + v_y \cos \theta, \\ \omega_z &= \frac{d\theta}{dt}, \end{aligned} \right. \quad (5)$$

где a_x – продольное ускорение центра масс БГМ; v_x – продольная скорость центра масс БГМ; v_y – поперечная скорость центра масс БГМ; R_{xi} – продольная реакция от взаимодействия i -го активного участка гусеницы с опорной поверхностью; m – масса БГМ; a_y – поперечное ускорение центра масс БГМ; R_{yi} – поперечная реакция от взаимодействия i -го активного участка гусеницы с опорной поверхностью; J_z – момент инерции БГМ относительно вертикальной оси, проходящей через центр масс; $M_{\text{пк}i}$ – момент сопротивления повороту i -го активного участка гусеницы; $M(\bar{R}_i)$ – момент касательной реакции взаимодействия i -го активного участка гусеницы с опорным основанием относительно центра масс БГМ; x' , y' – координаты центра масс БГМ в системе координат $X'Y'$; θ – угол поворота системы координат $X'Y'$ относительно системы координат $X'Y'$.

Момент сопротивления повороту i -го активного участка гусеницы определяется по формуле [12]:

$$M_{\text{пк}i} = 0,0375 \cdot R_{zi} \cdot \mu_{s \max i} \frac{\sqrt{S_{\text{акт}i}}}{0,925 + \frac{0,15}{k_{fi} \cdot b_r}} \cdot (-\text{sign}(\omega_z)), \quad (6)$$

где R_{zi} – вертикальная реакция, действующая на активный участок гусеницы; $\mu_{s \max i} = (\mu_{sx \max i} + \mu_{sy \max i}) / 2$ – среднее значение максимальных коэффициентов взаимодействия в продольном и поперечном направлениях активного участка гусеницы с опорной поверхностью; $\mu_{sx \max}$, $\mu_{sy \max}$ – максимальное значение коэффициента взаимодействия активного участка гусеницы с опорной поверхностью в продольном и поперечном направлении соответственно; b_r – ширина гусеницы; $S_{\text{акт}i}$

– площадь активного участка гусеницы; k_{fi} – фактическая кривизна траектории движения активного участка гусеницы, определяемая на каждом шаге моделирования.

В работе [13] установлено, что эпюра распределения нормальных реакций по длине опорной ветви гусеницы при движении по опорному основанию типа «плотный грунт» во многих случаях разрывная. Основная часть нормальной нагрузки передается через активные участки гусеницы, расположенные под опорными катками. При этом звенья гусеничной цепи, расположенные между катками, не участвуют в передаче вертикальной реакции.

Таким образом, по способу реализации взаимодействия с опорным основанием типа «плотный грунт» гусеничный движитель можно исследовать по аналогии с колесным, у которого число колес равно числу опорных катков. Указанная особенность позволяет перейти от рассмотрения процессов взаимодействия гусеничного обвода с опорным основанием к рассмотрению взаимодействия с ним лишь отдельных активных участков гусениц. Описание указанного взаимодействия активных участков гусеницы с опорным основанием в местах расположения катков осуществляется в соответствии с системой уравнений, содержащей эмпирическое уравнение эллипса трения для определения коэффициента взаимодействия активного участка гусеницы с опорным основанием в соответствии с направлением скорости скольжения, уравнения связи между нормальными реакциями и касательными реакциями взаимодействия участков гусеницы с опорным основанием и уравнение для определения коэффициента буксования:

$$\left\{ \begin{aligned} v_{\text{с}k \ x}'' &= (v_x - \omega_z y_{ki}) - \omega_{\text{БК}} r_{\text{БК}}, \\ v_{\text{с}k \ y}'' &= v_y + \omega_z x_{ki}, \\ \sin \varphi_i &= \frac{v_{\text{с}k \ y}''}{\sqrt{v_{\text{с}k \ x}''^2 + v_{\text{с}k \ y}''^2}}, \\ \cos \varphi_i &= \frac{v_{\text{с}k \ x}''}{\sqrt{v_{\text{с}k \ x}''^2 + v_{\text{с}k \ y}''^2}}, \\ \mu_{si} &= \frac{\mu_{sx \max} \cdot \mu_{sy \max}}{\sqrt{\mu_{sx \max}^2 \cdot \sin^2 \varphi_i + \mu_{sy \max}^2 \cdot \cos^2 \varphi_i}} \cdot \left(1 - e^{-\frac{S_{ki}}{S_0}} \right), \\ R_{xi} &= -\mu_{si} \cdot R_{zi} \cdot \cos \varphi_i, \\ R_{yi} &= -\mu_{si} \cdot R_{zi} \cdot \sin \varphi_i, \\ S_{ki} &= \frac{\sqrt{v_{\text{с}k \ x}''^2 + v_{\text{с}k \ y}''^2}}{\max \left(\sqrt{(v_y - \omega_z x_{ki})^2 + (v_x + \omega_z y_{ki})^2}, \omega_{\text{БК}} r_{\text{БК}} \right)}, \end{aligned} \right. \quad (7)$$

где v_{cx}'' , v_{cy}'' – проекции скорости скольжения центра i -ого активного участка гусеницы на оси координат X'' и Y'' соответственно; x_{ki} , y_{ki} – продольная и поперечная координаты центра i -ого активного участка гусеницы соответственно; φ_i – угол поворота вектора скорости скольжения i -ого активного участка гусеницы относительно оси координат X'' ; μ_{si} – коэффициент взаимодействия i -ого активного участка гусеницы с опорной поверхностью; S_{ki} – коэффициент буксования i -ого активного участка гусеницы; S_0 – константа, определяющая вид кривой взаимодействия.

Система уравнений (7) содержит зависимости для определения проекций скоростей скольжения соответствующих активных участков гусеницы согласно рис. 4.

В имитационной математической модели для описания трансмиссии применяются следующие уравнения:

$$\begin{cases} M_{\text{вод1}} + M_{\text{вод2}} + M_{\text{ДВС}} i_{\text{КП}} i_{\text{ГП}} \eta_{\text{КП}} \eta_{\text{ГП}} = 0, \\ M_{\text{м}} - M_{\text{МЦК1}} i_{\text{доп}} \eta_{\text{доп}} + M_{\text{МЦК2}} i_{\text{доп}} \eta_{\text{доп}} = 0, \\ M_{\text{БК1}} = M_{\text{БЦК1}} i_{\text{БР}} \eta_{\text{БР}}, \\ M_{\text{вод1}} = (k_{\text{СПР}} \eta_i + 1) M_{\text{МЦК1}}, \\ M_{\text{БЦК1}} = k_{\text{СПР}} M_{\text{МЦК1}} \eta_i, \\ k_{\text{СПР}} \omega_{\text{БЦК1}} - \omega_{\text{м}} / i_{\text{доп}} = (k_{\text{СПР}} + 1) \omega_{\text{вод}}, \\ k_{\text{СПР}} \omega_{\text{БЦК2}} + \omega_{\text{м}} / i_{\text{доп}} = (k_{\text{СПР}} + 1) \omega_{\text{вод}}, \end{cases} \quad (8)$$

где $M_{\text{вод1}}$, $M_{\text{вод2}}$ – моменты на водилах суммирующих планетарных рядов; $M_{\text{ДВС}}$ – момент ДВС; $\eta_{\text{КП}}$ – КПД КП; $\eta_{\text{ГП}}$ – КПД ГП; $M_{\text{м}}$ – момент мотора ГОМП; $M_{\text{МЦК1}}$, $M_{\text{МЦК2}}$ – моменты на МЦК суммирующих

планетарных рядов; $\eta_{\text{доп}}$ – КПД цилиндрической зубчатой передачи привода МЦК от вала мотора ГОМП; $M_{\text{БК1}}$, $M_{\text{БК2}}$ – моменты на ВК БГМ; $M_{\text{БЦК1}}$, $M_{\text{БЦК2}}$ – моменты на МЦК суммирующих планетарных рядов; $i_{\text{БР}}$ – передаточное число бортового редуктора; $\eta_{\text{БР}}$ – КПД бортового редуктора; η_i – КПД суммирующих планетарных рядов при остановленном водиле с учетом направления потоков мощности; $\omega_{\text{БЦК1}}$, $\omega_{\text{БЦК2}}$ – угловая скорость БЦК суммирующих планетарных рядов; $\omega_{\text{вод}}$ – угловая скорость водила суммирующих планетарных рядов.

В соответствии со схемой, представленной на рис. 5, для напорной и обратной гидролиний можно записать следующие уравнения [14, 15]:

$$\begin{aligned} q_{\text{мах н}} e_{\text{н}} \omega_{\text{н}} - \text{sign}(p_{\text{нап}} - p_{\text{обр}}) q_{\text{мах н}} \bar{N}_{\text{он}} \omega_{\text{н}} - q_{\text{м}} \omega_{\text{м}} - \\ - \text{sign}(p_{\text{нап}} - p_{\text{обр}}) q_{\text{м}} \omega_{\text{м}} \bar{N}_{\text{ом}} + Q_{\text{п нап}} = \frac{V_{\text{ж нап}}}{E_{\text{ж}}} \frac{dp_{\text{нап}}}{dt}, \\ - q_{\text{мах н}} e_{\text{н}} \omega_{\text{н}} + \text{sign}(p_{\text{нап}} - p_{\text{обр}}) q_{\text{мах н}} \bar{N}_{\text{он}} \omega_{\text{н}} + q_{\text{м}} \omega_{\text{м}} + \\ + \text{sign}(p_{\text{нап}} - p_{\text{обр}}) q_{\text{м}} \omega_{\text{м}} \bar{N}_{\text{ом}} + Q_{\text{п обр}} = \frac{V_{\text{ж обр}}}{E_{\text{ж}}} \frac{dp_{\text{обр}}}{dt}, \end{aligned} \quad (9)$$

где $p_{\text{нап}}$, $p_{\text{обр}}$ – давление в напорной и обратной гидролиниях соответственно; $\omega_{\text{н}}$ – угловая скорость вала насоса; $\bar{N}_{\text{он}}$, $\bar{N}_{\text{ом}}$ – относительные объемные потери в насосе и моторе соответственно; $Q_{\text{п нап}}$, $Q_{\text{п обр}}$ – расходы через клапана подпитки напорной и обратной гидролиний соответственно; $E_{\text{ж}}$ – приведенный объемный модуль упругости рабочей жидкости; $V_{\text{ж}}$ – объем рабочей жидкости в гидролинии.

Переход от разности давлений в гидролиниях к крутящему моменту, реализуемому на валу насоса и мотора ГОМП производится по следующим выражениям:

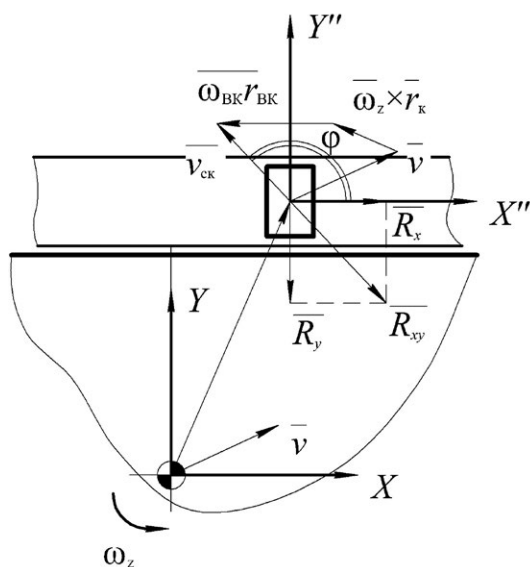


Рис. 4. Схема определения скорости скольжения активного участка гусеницы: XY – система координат, связанная с центром масс БГМ; $X''Y''$ – система координат, связанная с центром активного участка гусеницы; v – скорость центра масс БГМ; r_k – радиус-вектор центра активного участка гусеницы в системе координат XY ; ω_z – угловая скорость БГМ относительно вертикальной оси, проходящей через центр масс; $\omega_{\text{БК}}$ – угловая скорость ВК; $r_{\text{БК}}$ – радиус ВК; $v_{\text{ск}}$ – скорость скольжения активного участка гусеницы; φ – угол поворота вектора скорости скольжения активного участка гусеницы относительно оси координат X'' ; R_{xy} – касательная реакция взаимодействия активного участка гусеницы с опорной поверхностью; R_x , R_y – проекции R_{xy} на оси X'' и Y'' соответственно.

Fig. 4. The analytical model for defining of slip rate of the active part of a track: XY – the coordinate frame related to the HSTV's center of gravity; $X''Y''$ – the coordinate frame related to the center of the active part of a track; v – velocity of the HSTV's center of gravity; r_k – radius vector of the center of the active part of a track in the XY coordinate frame; ω_z – the HSTV's yaw rate relative to the center of gravity; $\omega_{\text{БК}}$ – rotational velocity of the driving wheel; $r_{\text{БК}}$ – the driving wheel's radius; $v_{\text{ск}}$ – slip rate of the active part of a track; φ – rotation angle of vector of slip rate of the active part of a track relative to X'' -axis; R_{xy} – tangential reaction force of interaction between the active part of a track and ground; R_x , R_y – X - and Y -components of R_{xy} in the $X''Y''$ coordinate frame.

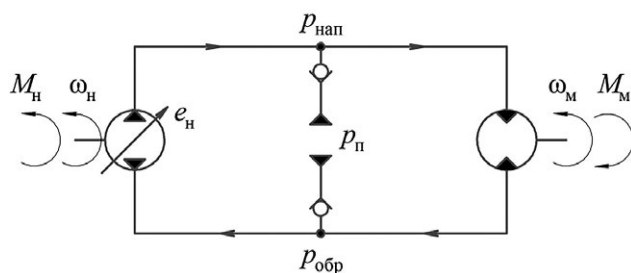


Рис. 5. Схема гидростатического привода.

Fig. 5. Hydrostatic drive scheme.

$$\begin{aligned} M_H &= q_{\max H} (p_{\text{нап}} - p_{\text{обр}}) + q_{\max H} (p_{\text{нап}} - p_{\text{обр}}) \bar{N}_{M H}, \\ M_M &= q_M (p_{\text{нап}} - p_{\text{обр}}) - q_M (p_{\text{нап}} - p_{\text{обр}}) \bar{N}_{M M}, \end{aligned} \quad (11)$$

где $\bar{N}_{M H}$, $\bar{N}_{M M}$ – относительные механические потери в насосе и моторе соответственно.

АЛГОРИТМ РАБОТЫ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ КРИВОЛИНЕЙНЫМ ДВИЖЕНИЕМ

Управление наклоном шайбы гидронасоса осуществляется на основе значения угла

поворота штурвала (рис. 6). Для этого в ЭБУ производится пересчет угла поворота штурвала в требуемую кривизну траектории движения БГМ и, далее, в требуемую разность скоростей ВК. Таким образом, заданному положению штурвала ставится в соответствие определенная теоретическая кривизна траектории вне зависимости от включенной передачи КП и частоты вращения вала ДВС, а управление криволинейным движением осуществляется подобно автомобилю [16].

Для автомобиля характерная связь между углом поворота рулевого колеса и теоретической кривизной поворота может быть описана с использованием зависимости передаточного числа рулевого механизма (рис. 7) [17].

Для обеспечения управления криволинейным движением БГМ как автомобилем должна быть реализована аналогичная зависимость расчетной кривизны траектории от угла поворота штурвала с учетом допустимых углов поворота штурвала (порядка $\pm 60^\circ$) с обеспечением зоны нечувствительности относительно центрального положения. С учетом ограничения угла поворота штурвала зоной нечувствительности относительно центрального положения требуемое значение кривизны траектории может быть определено следующим образом:

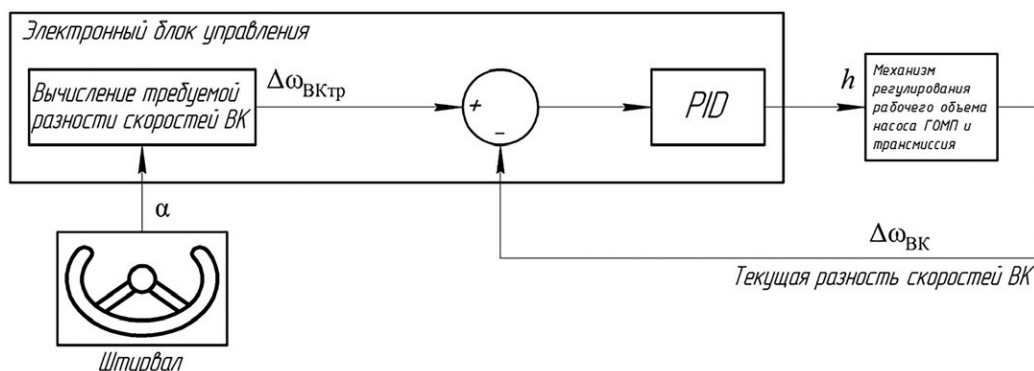


Рис. 6. Структурная схема управления рабочим объемом насоса ГОМП: α – угол поворота штурвала; $\Delta\omega_{\text{ВКтр}}$ – требуемая разность угловых скоростей ВК; $\Delta\omega_{\text{ВК}}$ – текущая разность угловых скоростей ВК; h – управляющее воздействие наклоном шайбы насоса ГОМП.

Fig. 6. Structural diagram of control of working volume of the HSSM pump: α – steering handwheel angle; $\Delta\omega_{\text{ВКтр}}$ – demanded difference of driving wheels' rotation velocities; $\Delta\omega_{\text{ВК}}$ – current difference of driving wheels' rotation velocities; h – control input by the HSSM pump swashplate.

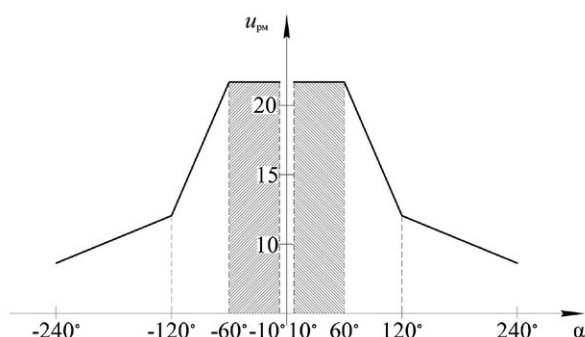


Рис. 7. Зависимость передаточного числа рулевого механизма от угла поворота рулевого колеса автомобиля.

Fig. 7. Steering ratio depending on steering handwheel angle.

$$\begin{cases} k_{\text{трёб}} = \frac{\alpha - \alpha_{\text{зн}}}{\alpha_{\text{max}} - \alpha_{\text{зн}}} k_{\text{max}}, & \text{при } \alpha > \alpha_{\text{зн}}, \\ k_{\text{трёб}} = 0, & \text{при } \alpha \leq \alpha_{\text{зн}}, \end{cases} \quad (12)$$

где $k_{\text{трёб}}$ – требуемая кривизна поворота БГМ; α – текущее положение штурвала БГМ; $\alpha_{\text{зн}}$ – величина зоны нечувствительности поворота штурвала; α_{max} – максимальный угол поворота штурвала; k_{max} – максимальная кривизна поворота БГМ.

Для обеспечения криволинейного движения с требуемой кривизной необходимо, чтобы оценка задающих значений для частот вращения ведущих колес осуществлялась с учетом соотношения L/B [18], определяющего уменьшение кривизны траектории за счет скольжения гусениц. Для требуемого значения кривизны поворота $k_{\text{трёб}}$ определяется в L/B раз большая теоретическая кривизна поворота k_t :

$$k_t = \frac{L}{B} k_{\text{трёб}}. \quad (13)$$

В таком случае фактическая кривизна поворота БГМ $k_f \approx (B/L)k_t$ будет соответствовать требуемой кривизне поворота $k_{\text{трёб}}$. При этом разность угловых скоростей вращения гусениц забегающего и отстающего борта, которую необходимо обеспечивать для поворота с кривизной $k_{\text{трёб}}$, с учетом выражений и определяется следующим образом:

$$\Delta\omega = k_{\text{трёб}} \frac{\omega_{\text{BK1}} + \omega_{\text{BK2}}}{2} L. \quad (14)$$

где $\Delta\omega$ – требуемая разность угловых скоростей перемотки гусениц бортов.

Рабочий объем насоса ГОМП, который необходим для достижения требуемой кривизны движения и, соответственно, требуемой разности угловых скоростей перемотки гусениц (определенной с учетом буксования и юза, забегающего и отстающего бортов), может быть определен в соответствии со следующим выражением:

$$q_n = k_{\text{трёб}} \frac{(1 + k_{\text{СПР}}) i_{\text{КОМ}} i_{\text{доп}}}{i_{\text{КП}} i_{\text{ГП}} \eta_{\text{обн}} \eta_{\text{обм}}} \cdot q_m \frac{L}{2}. \quad (15)$$

Для обеспечения указанного рабочего объема насоса ГОМП ЗБУ реализует управляющее воздействие h на механизм регулирования рабочего объема насоса ГОМП:

$$h = \frac{q_n}{q_{n \text{ max}}}, \quad (16)$$

где $q_{n \text{ max}}$ – максимальный рабочий объем насоса ГОМП.

На рис. 8 представлена «машина состояний» алгоритма системы управления СУ, разработанной в среде «MATLAB Simulink» без учета процессов переключения передач в КП.

В конечном автомате СУ существует четыре состояния:

- «straight» – состояние, соответствующее прямолинейному движению БГМ, при этом штурвал находится в нейтральном положении;
- «trn_default» – поворот БГМ с некоторым радиусом;
- «trn_b2» – поворот БГМ вокруг центра масс при заторможенном вале КП;
- «trn_emergency» – аварийный режим поворота, используемый при отказах датчиковой аппаратуры. В этом режиме подача насоса регулируется напрямую степенью отклонения органа управления поворотом от нейтрального положения, при этом однозначная связь углов поворота штурвала и радиуса поворота машины не обеспечивается.

В начальный момент работы алгоритма конечный автомат находится в состоянии «straight». Условием перехода в состояние «trn_default» является отклонение штурвала от нейтрального положения. Условием перехода в состояние «trn_b2» из «straight» или «trn_default» является выполненное ограничение по скорости движения БГМ, включенная нейтральная передача в КП и нажатие кнопки поворота на месте. Возврат в состояние «straight» из «trn_b2» происходит

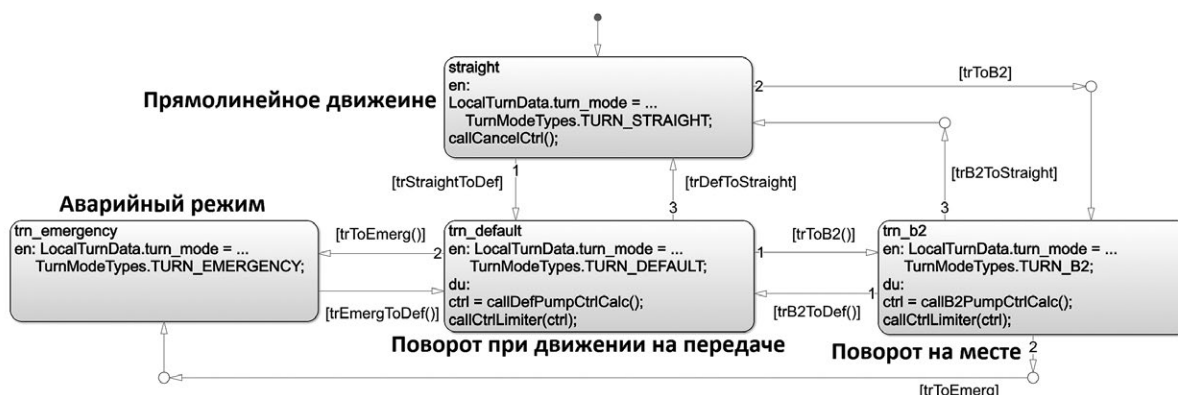


Рис. 8. Конечный автомат СУ в среде «MATLAB Simulink».

Fig. 8. The finite state machine of the CS in the MATLAB/Simulink software.

при нейтральном положении штурвала и невыполнения одного из условий выполнения поворота на месте. Возврат в состояние «straight» из «trn_default» происходит при нейтральном положении штурвала. Также предусмотрен переход из «trn_default» в «trn_b2», условие перехода аналогично условию выхода из «trn_b2» в «straight», но при этом штурвал должен быть отклонен от нейтрального положения.

Реализация алгоритма работы СУ криволинейным движением с применением теории конечных автоматов позволяет структурированно описать все возможные состояния объекта управления (которые в полной мере соответствуют физическим состояниям БГМ), определить для каждого состояния задающие воздействия и режимы работы СУ, а также задать порядок переключения между состояниями. В каждый момент времени активным может быть только одно состояние. Для изменения текущего режима функционирования объекта управления требуется поменять состояние конечного автомата. Подобный порядок реализации алгоритма управления позволяет в наглядной форме выполнить описание объекта управления для СУ и определить реакцию СУ на действия оператора, что не представляется возможным сделать при помощи традиционных условных операторов. Данная реализация позволяет выполнить проверку и отладку всех режимов работы и логических переходов СУ на виртуальной модели с последующей генерацией кода для управляющей программы в автоматизированном режиме и избежать ошибок в управляющей программе ЗБУ.

ВЫЧИСЛЕННЫЕ ЭКСПЕРИМЕНТЫ ПЕРВОГО ЭТАПА

Целью первого этапа метода разработки бортовой системы управления криволинейным движением БГМ является верификация и подтверждение адекватности имитационной математической модели реального времени криволинейного движения БГМ путем сравнения результатов моделирования в реальном

времени с результатами моделирования эталонной модели (с малым шагом интегрирования) при идентичных управляющих воздействиях. Для выполнения требования к работе модели в режиме реального времени необходимо выбрать метод интегрирования и фиксированный шаг интегрирования. Шаг интегрирования необходимо назначить таким, чтобы обеспечивалась необходимая точность расчетов, а также быстродействие, необходимое для работы в режиме реального времени.

В вычислительном эксперименте оценивается работа алгоритмов СУ при прохождении маневра типа «змейка».

На рис. 9 и 10 представлены графики изменения поперечной и продольной скорости при моделировании движения БГМ по результатам двух расчетов. Пунктирной линией показан расчет с шагом интегрирования 0,005 с, сплошной линией показан расчет с шагом интегрирования 0,01 с. В указанных расчетах использовался метод интегрирования, основанный на методе Ньютона и использующем экстраполяцию на основании текущего значения переменной и значения ее производной в текущем состоянии для вычисления значения переменной на следующем шаге интегрирования.

В качестве эталонной модели в данном случае рассматривается имитационная модель, расчет которой осуществляется с шагом 0,005 с (при этом функционирование в режиме реального времени не осуществляется). При увеличении шага моделирования до 0,01 с выполняется требование по работе в режиме реального времени и требуется выполнять верификацию имитационной модели с указанным шагом интегрирования.

Из рис. 9 и 10 видно, что относительная ошибка вычислений при работе в режиме реального времени (с шагом 0,01 с) по сравнению с эталонной моделью (с шагом 0,005 с) незначительна (не более 5%). Достигнутая точность является допустимой при необходимости проводить расчет в режиме реального времени.

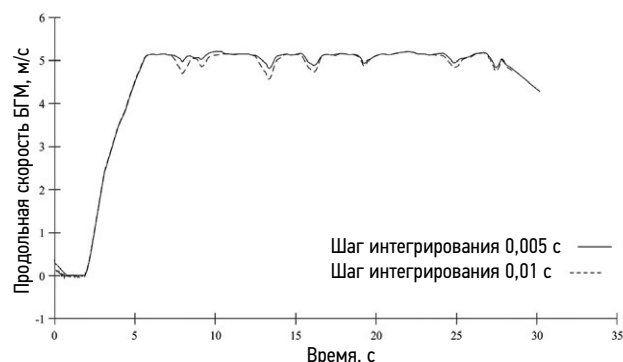


Рис. 9. Продольная скорость БГМ в зависимости от времени.
Fig. 9. Time-domain lateral velocity of the HSTV.

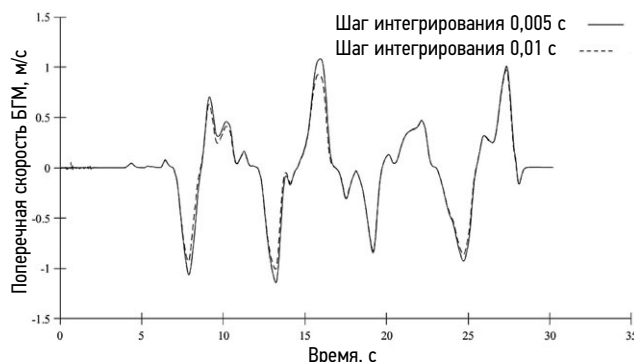


Рис. 10. Поперечная скорость БГМ в зависимости от времени.
Fig. 10. Time-domain lateral velocity of the HSTV.

ВЫЧИСЛИТЕЛЬНЫЕ ЭКСПЕРИМЕНТЫ ВТОРОГО ЭТАПА

Второй этап метода разработки бортовых систем предполагает реализацию алгоритмов управления в составе физического контроллера. В данном случае алгоритм управления криволинейным движением БГМ был перенесен на блок управления HYDAC TTC 580 (ЗБУ). Коммуникация между ЗБУ и моделью реального времени, функционирующей в среде MATLAB Simulink, реализовывалась посредством CAN 2.0B интерфейса, с использованием CAN-USB адаптеров.

Рабочее место, на котором реализован опытный образец СУ и коммуникация между имитационной математической моделью динамики криволинейного движения БГМ и ЗБУ, представлены на рис. 11.

В проводимом эксперименте оценивается работа алгоритмов СУ на ЗБУ при прохождении маневра «змейка». Результаты работы алгоритма на ЗБУ с математической имитационной моделью динамики криволинейного движения БГМ в среде «MATLAB Simulink» сравниваются с результатом работы алгоритма и модели в среде «MATLAB Simulink».

Результаты эксперимента представлены на рис. 12 и 13.

Анализируя расчеты, можно сделать вывод о соответствии результатов имитационного математического моделирования криволинейного движения БГМ при работе алгоритмов СУ в среде «MATLAB Simulink» и непосредственно в контроллере.

Таким образом, по итогам выполнения работы были продемонстрированы два этапа предлагаемого метода разработки СУ, соответствующие работе алгоритмов СУ в виртуальной среде и в составе физического контроллера. На третьем этапе необходимо проведение тестирования и отладки системы управления на опытном образце БГМ.

ВЫВОДЫ

Реализован метод разработки СУ, позволяющий проводить разработку и отладку СУ при отсутствии опытного образца БГМ. При использовании описанного метода сокращается общее время разработки и отладки алгоритмов СУ. Применимость данного метода доказана на примере разработки СУ криволинейным движением БГМ с двухпоточной трансмиссией.

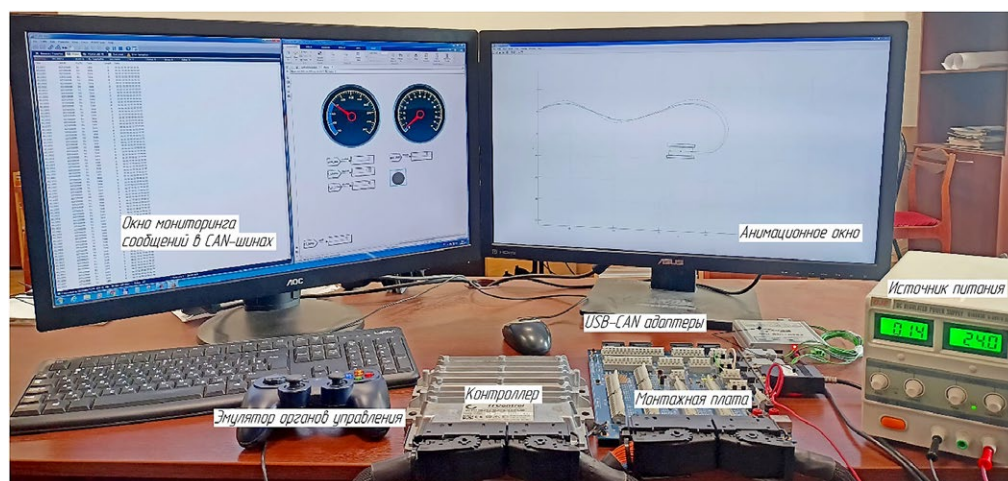


Рис. 11. Установка для работы с опытным образцом СУ.

Fig. 11. The setup for working with the CS prototype.

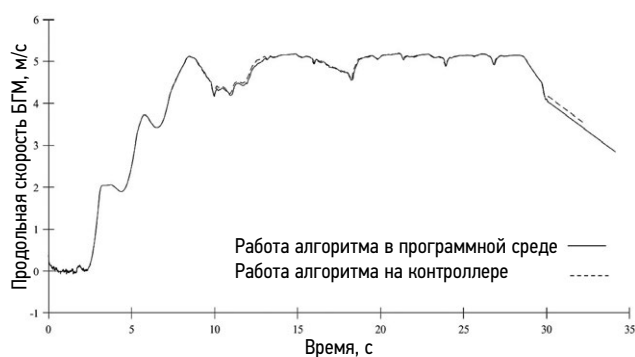


Рис. 12. Продольная скорость БГМ в зависимости от времени.

Fig. 12. Time-domain longitudinal velocity of the HSTV.

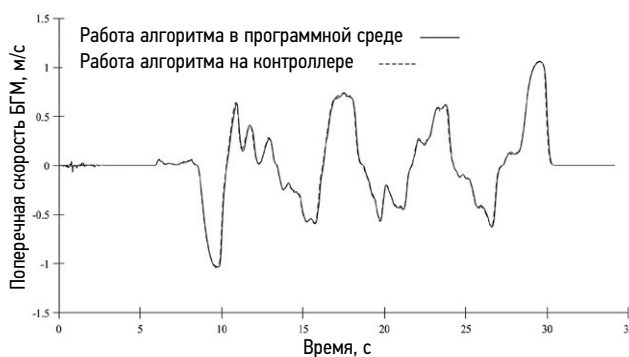


Рис. 13. Поперечная скорость БГМ в зависимости от времени.

Fig. 13. Time-domain lateral velocity of the HSTV.

По результатам вычислительных экспериментов получены ошибки определения продольной и поперечной скорости БГМ при работе алгоритмов в контроллере относительно работы алгоритмов в виртуальной среде. Относительная ошибка по продольной скорости БГМ не превышает 5%, по поперечной скорости БГМ не превышает 3%, что является удовлетворительным для данной задачи.

В процессе моделирования при определении координат БГМ накапливается ошибка вычислений при работе в режиме реального времени. Накопление ошибки происходит за счет определения положения БГМ путем интегрирования скорости, при этом указанная ошибка не является критерием качества функционирования при разработке СУ криволинейным движением. Следует отметить, что ошибка положения БГМ, полученная в результате постепенного накопления незначительных ошибок вычисления, не может быть замечена водителем-испытателем (оператором), так как в процессе движения водитель выполнит соответствующую компенсацию. При оценке управляемости БГМ, в первую очередь, водитель-испытатель визуально оценивает скорость и направление движения БГМ.

ДОПОЛНИТЕЛЬНО

Вклад авторов. Н.В. Бузунов — поиск публикаций по теме статьи, написание и редактирование текста рукописи; В.В. Иваненков — редактирование текста рукописи; Р.Д. Пирожков — поиск публикаций по теме статьи, написание текста рукописи, создание изображений; Б.Б. Косицын — разработка имитационной модели,

экспертная оценка; Г.О. Котиев — экспертная оценка, утверждение финальной версии. Авторы подтверждают соответствие своего авторства международным критериям *ICMJE* (все авторы внесли существенный вклад в разработку концепции, проведение исследования и подготовку статьи, прочли и одобрили финальную версию перед публикацией).

Конфликт интересов. Авторы декларируют отсутствие явных и потенциальных конфликтов интересов, связанных с публикацией настоящей статьи.

Источник финансирования. Авторы заявляют об отсутствии внешнего финансирования при проведении исследования.

ADDITIONAL INFORMATION

Authors' contribution. N.V. Buzunov — search for publications on the topic of the article, writing and editing the text of the manuscript; V.V. Ivanenkov — editing the text of the manuscript; R.D. Pirozhkov — searching for publications on the topic of the article, writing the text of the manuscript, creating images; B.B. Kositsyn — development of the simulation model, expert opinion; G.O. Kotiev — expert opinion, approval of the final version. All authors made a substantial contribution to the conception of the work, acquisition, analysis, interpretation of data for the work, drafting and revising the work, final approval of the version to be published and agree to be accountable for all aspects of the work.

Competing interests. The authors declare that they have no competing interests.

Funding source. This study was not supported by any external sources of funding.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ziyi Z., Haiou L., Huiyan C., et al. Kinematics-aware model predictive control for autonomous high-speed tracked vehicles under off-road conditions // *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2019. Vol. 123. P. 333–350. doi: 10.1016/j.ymssp.2019.01.005
2. Zhou T., Angeles J., Hassani F. Dynamic modeling and trajectory tracking control of unmanned tracked vehicles // *Robotics and Autonomous Systems*. 2018 Vol. 110. P. 102–111. doi: 10.1016/j.robot.2018.09.008
3. Чобиток В.А. Теория движения танков и БМП. М.: Воениздат, 1984.
4. Забавников Н.А. Основы теории транспортных гусеничных машин. М.: Машиностроение, 1975.
5. Держанский В.Б., Тараторкин И.А., Жебелев К.С. Исследование динамики управляемого движения быстроходных гусеничных машин // *Вестник ЮУрГУ*. 2006. №11. С. 114–121.
6. Tang S., Yuan S., Hu J., et al. Modeling of steady-state performance of skid-steering for high-speed tracked vehicles // *J. Terramechanics*. 2017. Vol. 73. P. 25–35. doi: 10.1016/j.jterra.2017.06.003
7. Алябьев В.А., Кондаков С.В., Малаховецкий А.А. и др. Цифровой двойник быстроходной гусеничной машины с бортовым гидрообъемным механизмом поворота // *Вестник Южно-Уральского государственного университета*. Серия: Машиностроение. 2022. Т. 22, № 2. С. 59–70.
8. Бузунов Н.В. Метод разработки законов управления нагрузателем рулевого колеса при отсутствии «жесткой» связи в системе управления поворотом колесных машин: дисс. ... канд. техн. наук. М., 2017.
9. Косицын Б.Б., Котиев Г.О., Мирошниченко А.В. и др. Определение характеристик трансмиссий колесных и гусеничных машин с индивидуальным электроприводом ведущих колес // *Труды НАМИ*. 2019. № 3. С. 22–35.
10. Zhai L., Huang H., Sun T., et al. Investigation of Energy Efficient Power Coupling Steering System for Dual Motors Drive High Speed Tracked Vehicle // *Energy Procedia*. 2016. Vol. 104. P. 372–377. doi: 10.1016/j.egypro.2016.12.063
11. Стадухин А.А. Научные методы определения рациональных параметров электромеханических трансмиссий высокоподвижных гусеничных машин: дисс. ... д-ра техн. наук. М., 2021.
12. Фаробин Я.Е. Теория поворота транспортных машин. М.: Машиностроение. 1970.

13. Красненьков В.И., Харитонов С.А. Динамика криволинейного движения транспортной гусеничной машины // Труды МВТУ. 1980. № 339. С. 3–67.
14. Красненьков В.И., Ловцов Ю.И., Харитонов С.А. и др. Имитационное моделирование движения транспортной гусеничной машины и оценка ее реакций на возмущения // Труды МВТУ. 1988. № 506. С. 126–160.
15. Котиев Г.О., Панкратов М.С., Полунган А.А. Имитационное моделирование движения полноприводной колесной машины с бесступенчатой трансмиссией // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. "Машиностроение". 2004. № 4(57). С. 3–14.
16. Горелов В.А., Косицын Б.Б., Мирошниченко А.В. и др.

- Регулятор системы управления поворотом быстроходной гусеничной машины с индивидуальным приводом ведущих колёс // Известия МГТУ «МАМИ». 2019. Т. 13, № 4. С. 21–28. doi: 10.31992/2074-0530-2019-42-4-21-28
17. Афанасьев Б.А., Белоусов Б.Н., Жеглов Л.Ф. и др. Проектирование полноприводных колесных машин: Учебник для вузов. Т. 3. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008.
18. Стадучин А.А. Исследование взаимосвязи между теоретическим и фактическим радиусами поворота гусеничной машины с помощью математического моделирования // Известия МГТУ «МАМИ». 2020. Т. 14, № 4. С. 88–100. doi: 10.31992/2074-0530-2020-46-4-88-100

REFERENCES

1. Ziye Z, Haiou L, Huiyan C, et al. Kinematics-aware model predictive control for autonomous high-speed tracked vehicles under off-road conditions. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2019;123:333–350. doi: 10.1016/j.ymssp.2019.01.005
2. Zhou T, Angeles J, Hassani F. Dynamic modeling and trajectory tracking control of unmanned tracked vehicles. *Robotics and Autonomous Systems*. 2018;110:102–111. doi: 10.1016/j.robot.2018.09.008
3. Chobitok VA. *The theory of the movement of tanks and infantry fighting vehicles*. Moscow: Voenizdat; 1984. (in Russ.)
4. Zabavnikov NA. *Fundamentals of the theory of transport tracked vehicles*. Moscow: Mashinostroenie; 1975. (in Russ.)
5. Derzhansky VB, Taratorkin IA, Zhebelev KS. Study of the Dynamics of Controlled Motion of High-Speed Tracked Vehicles. *Vestnik YuUrGU*. 2006;11:114–121. (in Russ.)
6. Tang S, Yuan S, Hu J, et al. Modeling of steady-state performance of skid-steering for high-speed tracked vehicles. *J. Terramechanics*. 2017;73:25–35. doi: 10.1016/j.jterra.2017.06.003
7. Alyabiev VA, Kondakov SV, Malakhovetsky AA, et al. Digital twin of a high-speed tracked vehicle with an onboard hydrostatic steering mechanism. *Vestnik Yuzhno-Uralskogo gosudarstvennogo universiteta. Seriya: Mashinostroenie*. 2022;22(2):59–70. (in Russ.)
8. Buzunov NV. *Metod razrabotki zakonov upravleniya nagruzhatelem rulevogo koleasa pri otsutstvii «zhestkoy» svyazi v sisteme upravleniya povorotom kolesnykh mashin*. [dissertation] Moscow; 2017. (in Russ.)
9. Kositsyn BB, Kotiev GO, Miroshnichenko AV, et al. Determination of the characteristics of transmissions of wheeled and tracked vehicles with an individual electric drive of the driving wheels. *Trudy NAMI*. 2019;3:22–35. (in Russ.)
10. Zhai L, Huang H, Sun T, et al. Investigation of Energy Efficient Power Coupling Steering System for Dual Motors Drive High Speed Tracked Vehicle. *Energy Procedia*. 2016;104:372–377. doi: 10.1016/j.egypro.2016.12.063
11. Stadukhin AA. *Nauchnye metody opredeleniya ratsionalnykh parametrov elektromekhanicheskikh transmissiy vysokopodvizhnykh gusenichnykh mashin* [dissertation] Moscow; 2021. (in Russ.)
12. Farobin YaE. *Theory of rotation of transport vehicles*. Moscow: Mashinostroenie. 1970. (in Russ.)
13. Krasnenkov VI, Kharitonov SA. Dynamics of curvilinear motion of a tracked transport vehicle. *Trudy MVTU*. 1980;339:3–67. (in Russ.)
14. Krasnenkov VI, Lovtsov Yul, Kharitonov SA. Simulation modeling of the movement of a transport tracked vehicle and evaluation of its reactions to disturbances. *Trudy MVTU*. 1988;506:126–160. (in Russ.)
15. Kotiev GO, Pankratov MS, Polungyan AA. Simulation modeling of the movement of an all-wheel drive wheeled vehicle with a continuously variable transmission. *Vestnik MGTU im NE Bauman*. Ser. "Mashinostroenie". 2004;4(57):3–14. (in Russ.)
16. Gorelov VA, Kositsyn BB, Miroshnichenko AV, et al. The regulator of the steering control system of a high-speed tracked vehicle with an individual drive of the driving wheels. *Izvestiya MGTU «MAМИ»*. 2019;13(4):21–28. (in Russ.) doi: 10.31992/2074-0530-2019-42-4-21-28
17. Afanasiev BA, Belousov BN, Zheglov LF. *Designing all-wheel drive wheeled vehicles: A textbook for universities*. Moscow: MGTU im NE Bauman; 2008;3. (in Russ.)
18. Stadukhin AA. Study of the relationship between the theoretical and actual turning radii of a tracked vehicle using mathematical modeling. *Izvestiya MGTU «MAМИ»*. 2020;14(4):88–100. (in Russ.) doi: 10.31992/2074-0530-2020-46-4-88-100

ОБ АВТОРАХ

* **Пирожков Роман Дмитриевич**,
аспирант кафедры «Многоцелевые гусеничные машины и мобильные роботы»;
адрес: Российская Федерация, 105005, Москва,
2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1;
ORCID: <https://orcid.org/0009-0000-0302-9181>;
eLibrary SPIN: 9308-8299;
e-mail: pirozhkov@bmstu.ru

AUTHORS' INFO

* **Roman D. Pirozhkov**,
Postgraduate of the Multipurpose Tracked Vehicles and Mobile Robots Department;
address: 5 2-nd Baumanskaya, Moscow 105005,
Russian Federation;
ORCID: <https://orcid.org/0009-0000-0302-9181>;
eLibrary SPIN: 9308-8299;
e-mail: pirozhkov@bmstu.ru

Бузунов Николай Викторович,

канд. техн. наук,
доцент кафедры «Колесные машины»;
ORCID: <https://orcid.org/0009-0007-6614-6378>;
eLibrary SPIN: 8319-7051;
e-mail: buzunovnv@bmstu.ru

Иваненков Вячеслав Васильевич,

канд. техн. наук,
доцент кафедры «Робототехнические системы
и мехатроника»;
ORCID: <https://orcid.org/0009-0009-7426-2605>;
eLibrary SPIN: 4346-9530;
e-mail: ivanenkov@bmstu.ru

Косицын Борис Борисович,

доцент, д-р техн. наук,
профессор кафедры «Колесные машины»;
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2131-2738>;
eLibrary SPIN: 2005-7528;
e-mail: kositsyn_b@bmstu.ru

Котиев Георгий Олегович,

профессор, д-р техн. наук,
заведующий кафедрой «Колесные машины»;
ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7884-157X>;
eLibrary SPIN: 8963-6431;
e-mail: kotievgo@yandex.ru

* Автор, ответственный за переписку

Nikolai V. Buzunov,

Cand. Sci. (Tech.),
Associate Professor of the Wheeled Vehicles Department;
ORCID: <https://orcid.org/0009-0007-6614-6378>;
eLibrary SPIN: 8319-7051;
e-mail: buzunovnv@bmstu.ru

Vyacheslav V. Ivanenkov,

Cand. Sci. (Tech.),
Associate Professor of the Robotics Systems
and Mechatronics Department;
ORCID: <https://orcid.org/0009-0009-7426-2605>;
eLibrary SPIN: 4346-9530;
e-mail: ivanenkov@bmstu.ru

Boris B. Kositsyn,

Associate Professor, Dr. Sci. (Tech.),
Professor of the Wheeled Vehicles Department;
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2131-2738>;
eLibrary SPIN: 2005-7528;
e-mail: kositsyn_b@bmstu.ru

Georgy O. Kotiev,

Professor, Dr. Sci. (Tech.),
Head of the Wheeled Vehicles Department;
ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7884-157X>;
eLibrary SPIN: 8963-6431;
e-mail: kotievgo@yandex.ru

* Corresponding author