

Алгоритм управления приводом колес полуприцепа для кинематического согласования звеньев автопоезда при маневрировании

© В.А. Горелов¹, А.И. Комиссаров¹, Б.В. Падалкин², О.И. Чудаков¹

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

² МГТУ «СТАНКИН», Москва, 127055, Российская Федерация

Представлены результаты исследования влияния активного полуприцепа на динамику седельного автопоезда, предназначенного для эксплуатации в условиях Арктики и Крайнего Севера России. Разработан алгоритм управления электроприводом активного полуприцепа, входящего в состав «Арктического автопоезда». Полуприцеп оснащен автономной гибридной силовой установкой и электромеханической трансмиссией, что позволяет увеличить сцепной вес и общее тяговое усилие без существенных изменений конструкции серийного тягача. Для анализа динамики активного автопоезда использована математическая модель криволинейного движения, реализованная в среде MATLAB Simulink. В рамках виртуальных заездов проводилось сравнение трех вариантов трансмиссии автопоезда: с пассивным полуприцепом, с имитацией заблокированной связи между колесами тягача и полуприцепа и с алгоритмом управления приводом колес. Исследования подтверждают эффективность предложенного алгоритма управления.

Ключевые слова: арктический автопоезд, активный полуприцеп, тяговый электропривод, трансмиссия, алгоритм управления, математическое моделирование

Введение. Для освоения новых месторождений нефти и газа, расположенных в труднодоступных регионах Крайнего Севера и Дальнего Востока, актуальной является задача обеспечения грузоперевозок в экстремальных условиях (вечная мерзлота, отсутствие дорог), существенно осложняющих решение транспортных задач [1, 2]. Особое значение в решении проблем движения по бездорожью имеют специализированные автопоезда, однако их применение ограничено из-за недостаточной проходимости, что затрудняет использование таких автопоездов в районах с неразвитой инфраструктурой.

Повышение проходимости автопоезда возможно обеспечить за счет увеличения сцепного веса, что достигается путем использования в его составе активного прицепного звена [3]. Активизация колес прицепов и полуприцепов позволяет решить проблему проходимости без радикальных изменений конструкции, в том числе при использовании серийных тягачей [4].

Первые активные автопоезда были разработаны в СССР в 1950-х годах. Сегодня разработки активных автопоездов ведутся как отечественными, так и зарубежными предприятиями. Такие машины

востребованы в различных отраслях экономики и играют важную роль в обеспечении обороноспособности страны [5, 6]. Примеры активных автопоездов представлены на рис. 1.



Рис. 1. Примеры активных автопоездов:

а — ЗИЛ-6009; б — Урал-44201-862А; в — FAUN SLT 50; г — Multidrive M8-40

В данной статье рассмотрено влияние активного полуприцепа на динамику седельного активного автопоезда и предложен алгоритм управления электромеханической трансмиссией полуприцепа, направленный на повышение проходимости. В качестве объекта исследований выбран Арктический автопоезд (рис. 2), разработанный при финансовой поддержке Министерства науки и высшего образования РФ (в рамках реализации постановления Правительства РФ № 218) АО «Автомобильный завод «УРАЛ» в кооперации с ЮУрГУ (НИУ) и МГТУ им. Н.Э. Баумана. В состав автопоезда входит тягач с колесной формулой 6×6 и активный двухосный полуприцеп с автономной силовой установкой.



Рис. 2. Общий вид Арктического автопоезда

Основное предназначение Арктического автопоезда:

- создание передвижных функциональных комплексов различного назначения в районах со слабо развитой инфраструктурой (Арктика и Крайний Север РФ);
- монтаж и обеспечение подвижности специального оборудования при выполнении производственных задач на местности с малой несущей способностью грунта;
- решение специальных задач в районах с разрушенной дорожной сетью и в регионах, подвергшихся природным стихийным бедствиям или техногенным катастрофам.

Полуприцеп Арктического автопоезда предназначен для транспортирования функционального модуля (рис. 3), который может быть реализован в разных вариантах исполнения: бытовой, исследовательский, медицинский, технологический. При необходимости вместо функционального модуля полуприцеп может перевозить 20-футовый контейнер массой до 9500 кг. В задней части полуприцепа расположен технологический отсек, в котором размещены компоненты тягового электропривода.

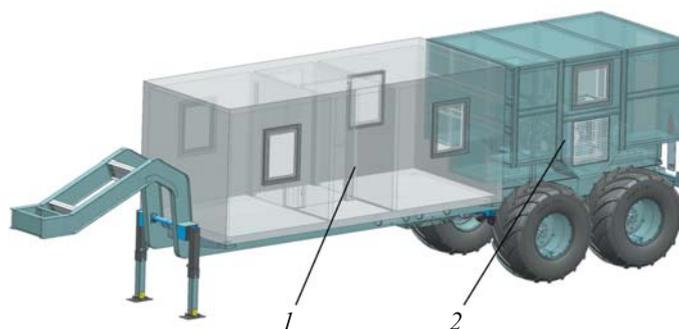


Рис. 3. Общий вид активного полуприцепа:

1 — функциональный модуль; 2 — технологический отсек

Особенность конструкции полуприцепа заключается в применении силовой установки по схеме последовательного гибридного привода, в состав которой входит тяговый электродвигатель с силовым преобразователем, приводящий в движение колеса ведущих мостов, а также дизель-генераторная установка (ДГУ), обеспечивающая питание электропривода и электрооборудования функционального модуля, располагаемого на полуприцепе. Использование на полуприцепе собственной ДГУ позволяет использовать его в автономном режиме. При отсутствии тягача полуприцеп позволяет обеспечивать автономное электроснабжение внешних потребителей мощностью до 100 кВт в течение 10 ч. Во время движения или стоянки работа ДГУ обеспечивает отопление технологического отсека, а также электроснабжение функционального модуля при движении мощностью до 10 кВт.

Математическая модель динамики автопоезда. Для исследования характеристик криволинейного движения автопоезда с активным прицепным звеном используется математическая модель плоского движения автопоезда по плотному грунту, подробно описанная в [7]. Расчетная схема представлена на рис. 4.

Колеса автопоезда пронумерованы по схеме k_{ji} , где j — номер звена автопоезда ($j = 1$ — для тягача, 2 — для полуприцепа), а i — номер колеса. Четные номера колес соответствуют правому борту автопоезда, нечетные — левому. Расположение осей по базе определяется координатами колес (x_{kji} и y_{kji}), которые являются исходными задаваемыми параметрами.

Динамика каждого звена автопоезда описывается следующей системой уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l} a_{xj} = \frac{dv_{xj}}{dt} - \omega_{zj} v_{yj} = \frac{1}{m_j} \left(\sum_{i=1} R_{xji} - m_j g \sin \alpha - P_{wx} + F_{xj} \right); \\ a_{yj} = \frac{dv_{yj}}{dt} + \omega_{zj} v_{xj} = \frac{1}{m_j} \left(\sum_{i=1} R_{yji} - P_{wy} + F_{yj} \right); \\ J_{zj} \cdot \frac{d\omega_{zj}}{dt} = \sum_{i=1} M_{пкji} - \sum_{i=1} R_{xji} \cdot y_{kji} + \sum_{i=1} R_{yji} \cdot x_{kji} + M_j; \\ v'_{x'j} = \frac{dx'_j}{dt} = v_{xj} \cos \theta_j - v_{yj} \sin \theta_j; \\ v'_{y'j} = \frac{dy'_j}{dt} = v_{xj} \sin \theta_j + v_{yj} \cos \theta_j; \\ \omega_{zj} = \frac{d\theta_j}{dt}, \end{array} \right. \quad (1)$$

где m_j — масса j -го звена, кг; J_{zj} — момент инерции j -го звена относительно оси C_jZ , проходящей через его центра масс (ЦМ), кг·м²; v_{xj} и v_{yj} — продольная и поперечная составляющие вектора скорости ЦМ j -го звена в локальной системе координат, м/с; a_{xj} и a_{yj} — продольная и поперечная составляющие вектора ускорения ЦМ j -го звена (абсолютная производная от вектора скорости ЦМ звена), м/с²; ω_{zj} — вектор угловой скорости поворота j -го звена вокруг оси C_jZ , рад/с; θ_j — угол поворота j -го звена относительно оси OX' , рад; x' , y' — координаты центра масс звена в неподвижной системе координат, м; R_{xji} и R_{yji} — продольная и поперечная составляющие вектора силы взаимодействия с грунтом, действующей на i -е колесо в локальной системе координат j -го звена, Н; α — угол наклона опорной

поверхности по направлению движения, рад; P_{wx} и P_{wy} — продольная и поперечная составляющие силы сопротивления воздуха, Н; $M_{пкji}$ — момент сопротивления повороту i -го колеса j -го звена; F_{xj} — сила, действующая со стороны сцепного устройства по оси C_jX_j , Н; F_{yj} — сила, действующая со стороны сцепного устройства по оси C_jY_j , Н; M_j — момент, передаваемый на корпус j -го звена со стороны сил, действующих в сцепном устройстве, Н·м.

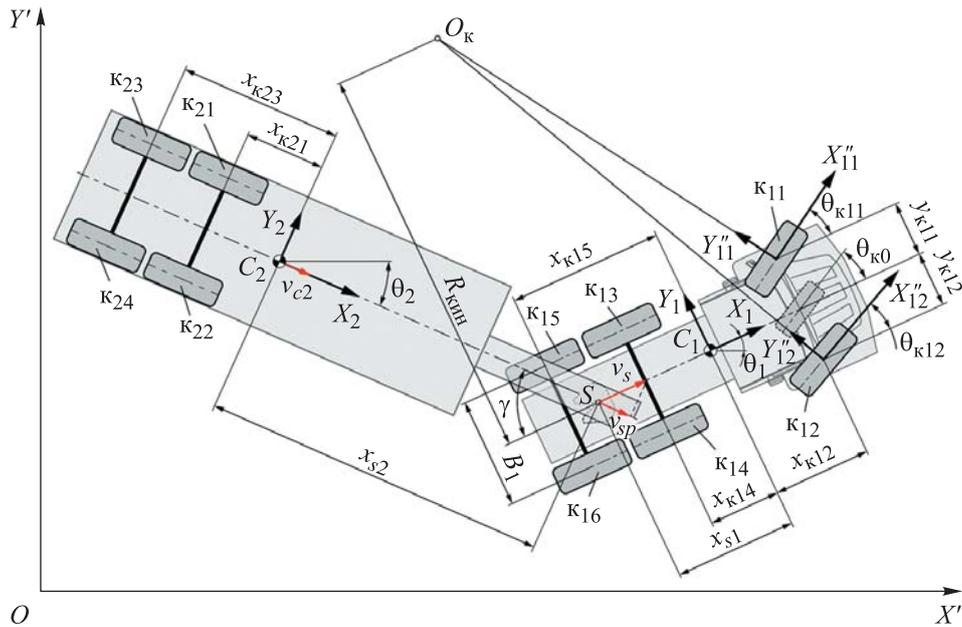


Рис. 4. Расчетная схема криволинейного движения автопоезда

Для трехосных колесных машин с передней управляемой осью и со сближенными задними осями рулевое управление обычно проектируют таким образом, чтобы полюс рулевого управления находился между осями неуправляемых колес [8]. Принято допущение, что полюс рулевого управления занимает указанное положение независимо от угла поворота управляемых колес.

Рулевая трапеция для первой оси моделируется следующим образом. задается угол поворота условного колеса $\theta_{к0}$, расположенного посередине передней оси. Угол поворота этого условного колеса определяется управляющим воздействием водителя. В этом случае кинематический радиус поворота (расстояние от продольной оси тягача до кинематического центра поворота O_k) определяется по следующей зависимости (см. рис. 4):

$$R_{кин} = \frac{x_{к11} - x_{к13} + (x_{к13} - x_{к15})/2}{\text{tg}(\theta_{к0})}. \quad (2)$$

Угол поворота колеса 1 рассчитывается по формуле

$$\theta_{к11} = \arctg\left(\frac{l_{12} + l_{23}/2}{R_{кин} - B_1/2}\right), \quad (3)$$

где B_1 — ширина колеи тягача, м.

Угол поворота колеса 2 определяется по зависимости

$$\theta_{к12} = \arctg\left(\frac{l_{12} + l_{23}/2}{R_{кин} + B_1/2}\right). \quad (4)$$

Силовая установка тягача задана в виде внешней скоростной характеристики (ВСХ), представляющей собой зависимость эффективного крутящего момента двигателя внутреннего сгорания (ДВС) M_e от частоты вращения n_d при полной подаче топлива (рис. 5, а). Потери на привод дополнительного оборудования учитываются с помощью коэффициента снимаемой мощности $k_{снN}$. В качестве управляющего сигнала для поддержания заданной скорости движения в модели используется степень нажатия на педаль акселератора h_a (изменяется от 0 до 1). Таким образом, крутящий момент на выходном валу ДВС может быть вычислен по формуле

$$M_d = M_e k_{снN} h_a. \quad (5)$$

Для полуприцепа сделано допущение, что ДВС работает при постоянной частоте вращения, а мощности генератора хватает для питания тягового электродвигателя (ТЭД). Характеристика крутящего момента ТЭД, используемого для привода колес полуприцепа, представлена на рис. 5, б.

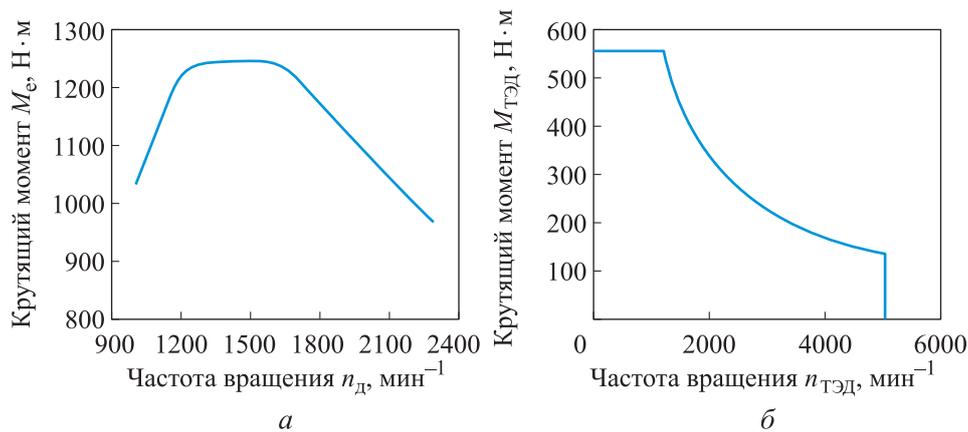


Рис. 5. Характеристики силовых установок:

а — ДВС тягача; б — ТЭД полуприцепа

Упрощенная схема трансмиссии тягача представлена на рис. 6. Ведущие колеса связаны через простой симметричный дифференциал (Д).

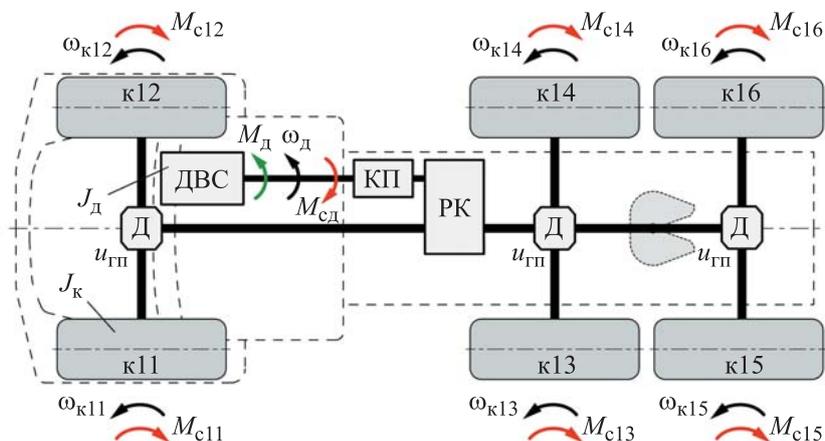


Рис. 6. Схема трансмиссии тягача

Активизация колес прицепного звена применяется в тяжелых дорожно-грунтовых условиях, поэтому при моделировании принято, что на тягаче в раздаточной коробке (РК) включена пониженная передача и заблокирован межосевой дифференциал, а на всех мостах тягача включены межколесные блокировки дифференциалов.

Динамика трансмиссии тягача описывается уравнением

$$J_{\text{дп}} \dot{\omega}_d = M_d - M_{\text{сд}}, \quad (6)$$

где $J_{\text{дп}}$ — приведенный момент инерции движущихся частей ДВС и колес тягача, кг·м²; $\dot{\omega}_d$ — угловое ускорение коленчатого вала ДВС, рад/с²; $M_{\text{сд}}$ — момент от взаимодействия колес с опорной поверхностью, приведенный к коленчатому валу ДВС, Н·м.

Приведенный момент инерции рассчитывается по формуле

$$J_{\text{дп}} = J_d + \frac{6 J_k}{(u_{\text{кп}} u_{\text{рк}} u_{\text{гп}})^2 \eta_{\text{тр1}}}, \quad (7)$$

где J_d — приведенный момент инерции движущихся частей ДВС, кг·м²; J_k — момент инерции колеса относительно оси вращения, кг·м²; $u_{\text{кп}}$ — передаточное число коробки передач (КП); $u_{\text{рк}}$ — передаточное число РК; $u_{\text{гп}}$ — передаточное число главной передачи (ГП); $\eta_{\text{тр1}}$ — КПД трансмиссии тягача.

Момент сопротивления, приведенный к коленчатому валу ДВС, вычисляется следующим образом:

$$M_{сд} = \sum_{i=1}^6 \frac{M_{с1i}}{u_{кП} u_{рк} u_{ГП} \eta_{тр1}}, \quad (8)$$

где $M_{с1i}$ — общий момент сопротивления на i -м колесе тягача, Н·м.

При полностью заблокированной трансмиссии обеспечивается равенство угловых скоростей всех колес [8], при этом угловая скорость i -го колеса тягача $\omega_{к1i}$ вычисляется по формуле

$$\omega_{к1i} = \frac{\omega_{д}}{u_{кП} u_{рк} u_{ГП}}. \quad (9)$$

Упрощенная схема трансмиссии активного полуприцепа представлена на рис. 7. Принято, что связь между колесами заблокированная, как и для тягача. Ведущие мосты на полуприцепе унифицированы с тягачом, поэтому передаточное число ГП у них одинаковое.

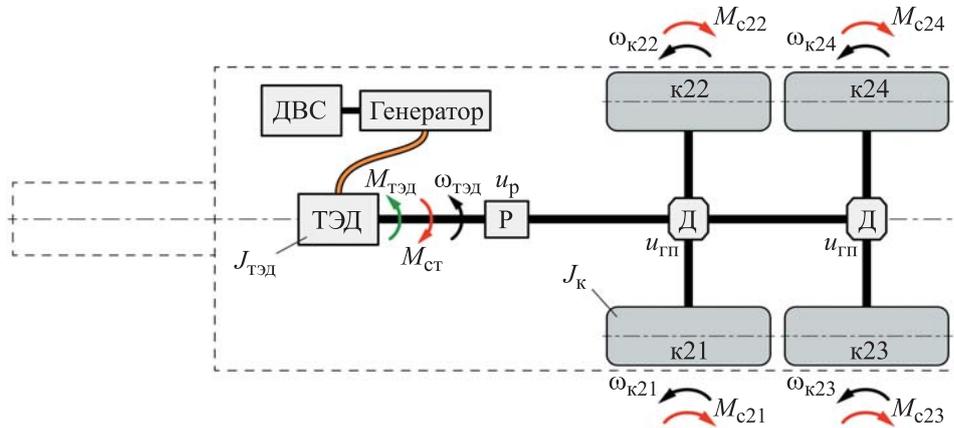


Рис. 7. Схема трансмиссии активного полуприцепа

Динамика трансмиссии полуприцепа описывается уравнением

$$J_{тп} \dot{\omega}_{ТЭД} = M_{ТЭД} h_{п} - M_{сТ}, \quad (10)$$

где $J_{тп}$ — приведенный момент инерции движущихся частей ТЭД и колес полуприцепа, кг·м²; $\dot{\omega}_{ТЭД}$ — угловое ускорение вала ТЭД, рад/с²; $M_{ТЭД}$ — крутящий момент на выходном валу ТЭД, Н·м; $h_{п}$ — степень использования мощности ТЭД (изменяется от 0 до 1); $M_{сТ}$ — момент от взаимодействия колес с опорной поверхностью, приведенный к валу ТЭД, Н·м.

Приведенный момент инерции рассчитывается по формуле

$$J_{тп} = J_{т} + \frac{4J_{к}}{(u_{р} u_{ГП})^2 \eta_{тр2}}, \quad (11)$$

где J_T — момент инерции движущихся частей ТЭД, кг·м²; u_p — передаточное число редуктора полуприцепа; $\eta_{тр2}$ — КПД трансмиссии полуприцепа.

Момент сопротивления, приведенный к ведущему валу ТЭД, вычисляется следующим образом:

$$M_{ст} = \sum_{i=1}^4 \frac{M_{c2i}}{u_p u_{ГП} \eta_{тр2}}, \quad (12)$$

где M_{c2i} — общий момент сопротивления на i -м колесе полуприцепа, Н·м.

Трансмиссия полуприцепа также является полностью заблокированной, поэтому угловые скорости всех колес будут равны, угловая скорость i -го колеса полуприцепа $\omega_{к2i}$ вычисляется по формуле

$$\omega_{к2i} = \frac{\omega_{ТЭД}}{u_p u_{ГП}}. \quad (13)$$

Как указано в [9], при проектировании привода активным колесам прицепных звеньев необходимо обеспечить кинематическое согласование, т. е. равенство скоростей движения звеньев автопоезда. Если рассматривать криволинейное движение автопоезда, то при отсутствии системы управления поворотом колес прицепного звена прицеп будет двигаться по траектории меньшего радиуса, чем тягач. В этом случае обеспечение равенства угловых скоростей колес тягача и полуприцепа вызовет набегание прицепного звена, что может привести к складыванию автопоезда [3]. Чтобы этого избежать, предлагается следующий алгоритм управления приводом колес полуприцепа (АУПК).

Задающим воздействием является скорость тягача в точке S (см. рис. 4), где расположен шарнир опорно-цепного устройства. Эта точка расположена близко к кинематическому полюсу поворота, таким образом, ее теоретическая скорость с достаточной точностью может быть определена по формуле

$$v_s = \sum_{i=3}^6 \omega_{к1i} \cdot r_{к01i} / 4, \quad (14)$$

где $r_{к01i}$ — радиус качения без скольжения i -го колеса тягача, м.

Из курса теоретической механики известно, что проекции скоростей двух точек твердого тела на ось, проходящую через эти точки, равны друг другу [10]. Следовательно, проекция скорости v_s на продольную ось полуприцепа (v_{sp} на рис. 4) должна быть равна скорости ЦМ полуприцепа:

$$v_{c2} = v_s \cos \gamma, \quad (15)$$

где γ — угол между продольными осями тягача и полуприцепа, град.

Тогда требуемую угловую скорость ведущего вала ТЭД можно определить по формуле

$$\omega_{\text{ТЭД}} = \frac{v_{c2} u_p u_{\text{ГП}}}{r_{\text{к02}}}, \quad (16)$$

где $r_{\text{к02}}$ — радиус качения без скольжения колес полуприцепа, м.

Результаты расчетов. Математическая модель седельного автопоезда с активным полуприцепом реализована в среде имитационного математического моделирования динамических систем Simulink программного комплекса MATLAB. Подробное описание математической модели и ее программной реализации приведено в [11].

Для оценки эффективности предложенного алгоритма управления было выполнено моделирование различных испытательных заездов: движение на подъем 35 %; поворот с радиусом 25 м; поворот с минимальным радиусом, определяющим проходимость автопоезда как с точки зрения тяговых свойств, так и с точки зрения маневренности. Параметры испытательных заездов приведены в табл. 1. Коэффициенты сцепления и сопротивления качению приняты по данным, приведенным в [12] для опорных оснований «заснеженная укатанная дорога» и «снежная целина». Скорость тягача во всех заездах поддерживалась на уровне 2 м/с.

Таблица 1

Параметры испытательных заездов

Параметр	Движение на подъем 35 %	Поворот с радиусом 25 м	Поворот с минимальным радиусом
Коэффициент сцепления с опорной поверхностью φ	0,4	0,3	0,3
Коэффициент сопротивления качению f	0,04	0,2	0,2
Угол наклона опорной поверхности α , град	19,3	0	0
Угол поворота условного колеса $\theta_{\text{к0}}$, град	0	11	25

В испытательных заездах сравнивались следующие варианты трансмиссии автопоезда:

1) автопоезд с пассивным полуприцепом. В этом варианте ТЭД полуприцепа постоянно выключен. Блокировки межколесных дифференциалов на полуприцепе при этом отключены;

2) автопоезд с имитацией «блокированной» связи между тягачом и полуприцепом. В трансмиссии этого варианта реализована имитация блокированной связи между колесами тягача и полуприцепа. В этом случае ТЭД поддерживает скорость вращения колес полуприцепа ω_{k2i} близкой к скорости вращения колес тягача ω_{k1i} . Небольшое несоответствие угловых скоростей задано с целью создания тяговой силы в узле сочленения и обеспечивается жесткостью характеристики пропорционального регулятора;

3) автопоезд с АУПК. В этом варианте реализован предложенный в статье алгоритм управления.

Следует отметить, что при повороте с малыми радиусами использование блокировок межосевого и межколесных дифференциалов может привести к возникновению циркуляции мощности. Тем не менее в данном случае такая конфигурация трансмиссии является оправданной, поскольку необходима для увеличения тяговых возможностей автопоезда.

Результаты испытательного заезда «Движение на подъем 35 %» представлены на рис. 8.

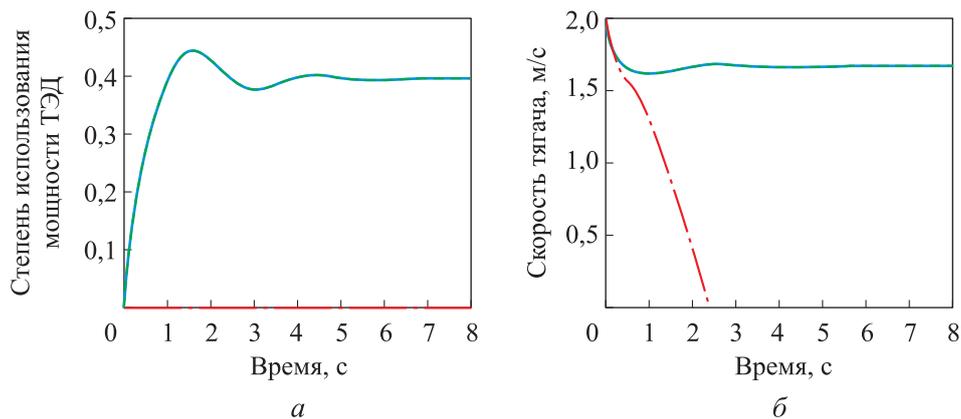


Рис. 8. Результаты испытательного заезда «Движение на подъем 35 %»: *а* — изменение степени использования мощности ТЭД; *б* — изменение линейной скорости тягача; — — — пассивный полуприцеп; — — — блокированная связь; — — — автопоезд с АУПК

Согласно графикам на рис. 8, *б*, автопоезд с пассивным полуприцепом не способен преодолеть подъем ввиду недостаточности сцепного веса, в то время как оба варианта с активным приводом полуприцепа сохраняют подвижность. При прямолинейном движении управляющее воздействие АУПК аналогично имитации блокированной связи.

Результаты испытательного заезда «Поворот с радиусом 25 м» представлены на рис. 9. При имитации блокированной связи в повороте задействована большая доля мощности ТЭД, чем для автопоезда

с АУПК (рис. 9, а). Угол между продольными осями звеньев у вариантов 2 и 3 выше, чем у пассивного автопоезда (рис. 9, б), однако это не приводит к складыванию автопоезда. При этом суммарная мощность, затрачиваемая на движение у автопоезда с пассивным полуприцепом, несколько выше, чем у вариантов с активным приводом полуприцепа (рис. 9, в), что связано с уменьшением потерь мощности на буксование при активизации колес полуприцепа.

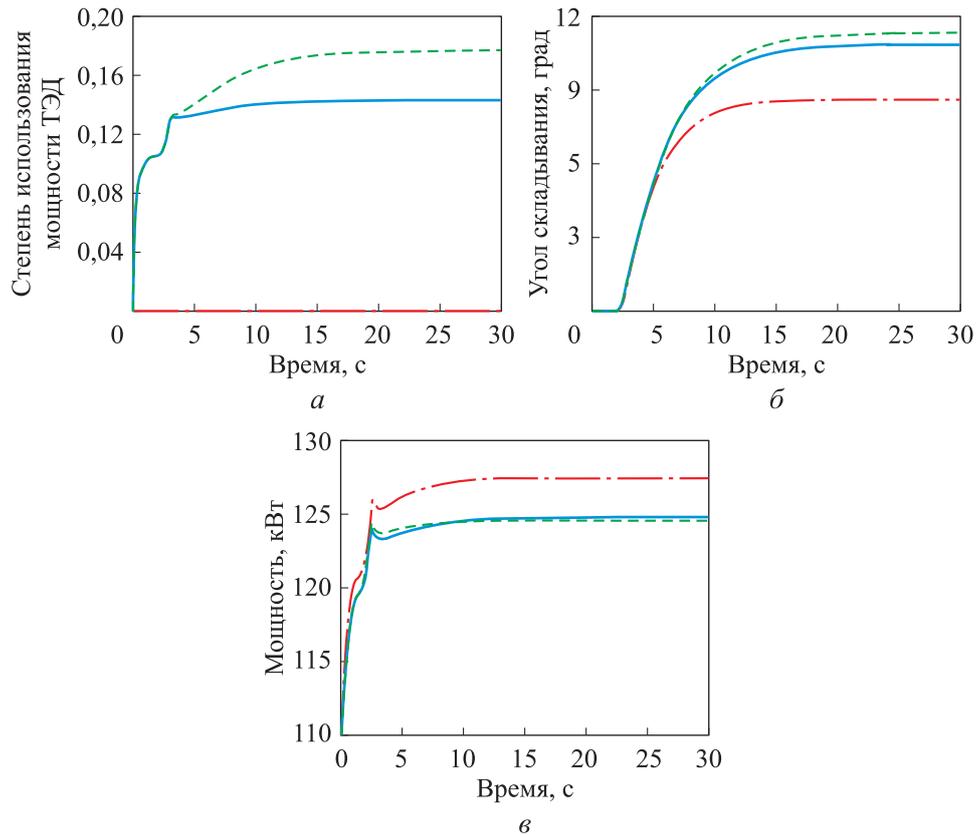


Рис. 9. Результаты испытательного заезда «Поворот с радиусом 25 м»:

а — изменение степени использования мощности ТЭД; б — изменение угла складывания автопоезда; в — изменение суммарной мощности на движение автопоезда; — — — пассивный полуприцеп; - - - - блокированная связь; — — — автопоезд с АУПК

Результаты испытательного заезда «Поворот с минимальным радиусом» представлены на рис. 10 и 11. Траектории движения точки S (центр шарнира опорно-сцепного устройства) и центра задней оси полуприцепа показаны на рис. 11. Как видно из рис. 11, а, имитация блокированной связи при управлении приводом колес полуприцепа приводит к складыванию автопоезда, причем этот процесс развивается достаточно стремительно (рис. 10, б). Применение АУПК исключает складывание автопоезда (рис. 11, б).

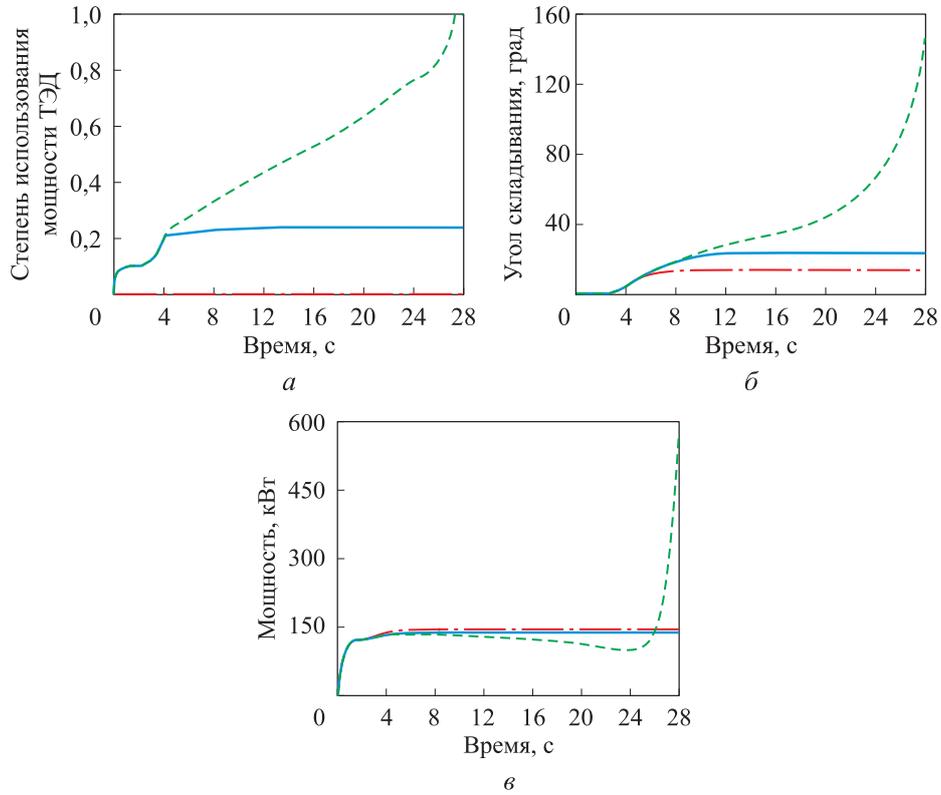


Рис. 10. Результаты испытательного заезда «Поворот с минимальным радиусом»: *a* — изменение степени использования мощности ТЭД h_n ; *б* — изменение угла складывания автопоезда; *в* — изменение суммарной мощности на движение автопоезда; — — — пассивный полуприцеп; - - - — блокированная связь; — — — автопоезд с АУПК

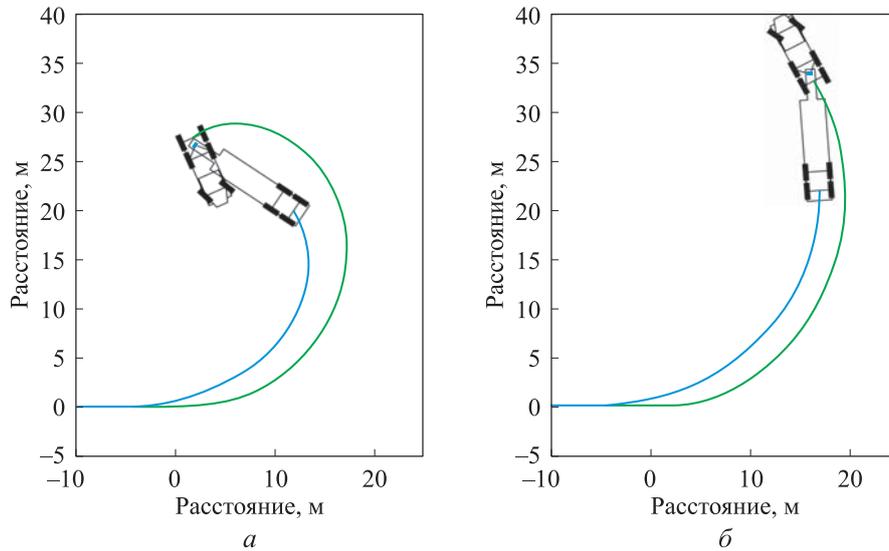


Рис. 11. Траектории движения при выполнении маневра «Поворот с минимальным радиусом»: *a* — блокированная связь; *б* — автопоезд с АУПК

Заключение. В статье предложен алгоритм управления приводом колес полуприцепа, который регулирует скорость в зависимости от угла складывания автопоезда. По результатам вычислительных экспериментов установлено, что в исследованных режимах движения предложенный алгоритм управления позволяет обеспечить преодоление подъема 35 % на заснеженной укатанной дороге, в отличие от автопоезда с пассивным полуприцепом, при этом не приводит к складыванию автопоезда при повороте с малыми радиусами, в отличие от варианта, имитирующего блокированную связь. В испытательном заезде «Поворот с радиусом 25 м» суммарные затраты мощности на движение автопоезда у вариантов с активным приводом полуприцепа на 2 % меньше, чем у автопоезда с пассивным полуприцепом.

К преимуществам предложенного алгоритма управления также можно отнести простоту его конструктивной реализации. В качестве входных данных используются сигналы с датчиков частоты вращения колес, которые уже установлены на машину в составе штатной системы АБС. Таким образом, для работы алгоритма автопоезд нужно дооснастить только датчиком угла складывания, который будет определять угол между продольными осями звеньев.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Котиев Г.О., Дьяков А.С., Сологуб С.А. О необходимости создания производства специальной колесной и гусеничной техники для эксплуатации в условиях арктической зоны РФ. *Журнал автомобильных инженеров*, 2018, № 4 (111), с. 27–29.
- [2] Горелов В.А., Падалкин Б.В., Чудаков О.И. Математическая модель прямолинейного движения по деформируемой опорной поверхности двухзвенного седельного автопоезда с активным полуприцепным звеном. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2017, № 2, с. 121–138. DOI: 10.18698/0236-3941-2017-2-121-138
- [3] Белоусов Б.Н., Шухман С.Б. *Прикладная механика наземных тягово-транспортных средств с мехатронными системами*. Москва, Агроконсалт, 2013, 612 с.
- [4] Холопов В. Н. *Силовые передачи сочлененных машин и активных автопоездов: монография*. Красноярск, СибГУ им. академика М.Ф. Решетнёва, 2020, 164 с.
- [5] Бердников А.А., Стрельцов Р.В., Дюнов В.А., Зольников И.В. Подвижность агрегатов перспективных ракетных комплексов на базе автопоездов с активным прицепным звеном. *Известия МГТУ «МАМИ»*, 2020, № 3 (45), с. 23–28. DOI: 10.31992/2074-0530-2020-45-3-22-28
- [6] Vasiliev A., Dobretsov R., Voinash S., Syromiatnykov Yu., Orekhovskaya A., Zagidullin R., Sokolova V. Energy efficiency of a hybrid road train with an active semi-trailer for road construction work. *Istrazivanja i Projektovanja za Privredu — Journal of Applied Engineering Science*, 2024, vol. 22 (2), pp. 1–9. DOI: 10.5937/jaes0-48077
- [7] Chudakov O.I., Gorelov V.A., Gartfelder V.A., Sekletina L.S. Mathematical model of curvilinear motion of an active road train with electromechanical transmission. In: *2019 International Automobile Scientific Forum on Technolo-*

- gies and Components of Land Intelligent Transport Systems, IASFS*, 29 May 2020, IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng., vol. 819, iss. 1, p. 012001. DOI: 10.1088/1757-899X/819/1/012001
- [8] Ларин В.В. *Теория движения полноприводных колесных машин*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010, 391 с.
- [9] Афанасьев Б.А., Белоусов Б.Н., Гладов Г.И., Жеглов Л.Ф., Зузов В.Н., Котиев Г.О., Полунгян А.А., Фоминых А.Б. *Проектирование полноприводных колесных машин*. В 2 т. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008, 496 с.
- [10] Тарг С.М. *Краткий курс теоретической механики*. Москва, Высшая школа, 1986, 416 с.
- [11] Горелов В.А., Косицын Б.Б., Чудаков О.И. *Многозвенные автопоезда. Динамика криволинейного движения*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2021, 97 с.
- [12] Платонов В.Ф., Леиашвили Г.Р. *Гусеничные и колесные транспортно-тяговые машины*. Москва, Машиностроение, 1986, 296 с.

Статья поступила в редакцию 30.09.2025

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Горелов В.А., Комиссаров А.И., Падалкин Б.В., Чудаков О.И. Алгоритм управления приводом колес полуприцепа для кинематического согласования звеньев автопоезда при маневрировании. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2025, вып. 12. EDN GACIYD

Горелов Василий Александрович — д-р техн. наук, профессор, главный научный сотрудник НИОЦ «Транспорт и роботы», МГТУ им. Н.Э. Баумана. Область научных интересов: математическое моделирование рабочих процессов колесных и гусеничных машин. e-mail: gorelov_va@bmstu.ru

Комиссаров Александр Игоревич — канд. техн. наук, доцент кафедры «Многоцелевые гусеничные машины и мобильные роботы», МГТУ им. Н.Э. Баумана. Область научных интересов: моделирование динамики колесных и гусеничных машин. e-mail: komissarov@bmstu.ru

Падалкин Борис Васильевич — д-р техн. наук, доцент, и.о. ректора, МГТУ «СТАНКИН»; профессор кафедры «Многоцелевые гусеничные машины и мобильные роботы», МГТУ им. Н.Э. Баумана. Область научных интересов: прочностные расчеты узлов и деталей машин. e-mail: rector@stankin.ru

Чудаков Олег Игоревич — канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры «Многоцелевые гусеничные машины и мобильные роботы», МГТУ им. Н.Э. Баумана. Область научных интересов: моделирование динамики колесных машин. e-mail: chudakov@bmstu.ru

Control algorithm for a semi-trailer wheel drive for the kinematic coordination of articulated vehicle links during maneuvering

© V.A. Gorelov¹, A.I. Komissarov¹, B.V. Padalkin², O.I. Chudakov¹

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

² Moscow State University of Technology “STANKIN”,
Moscow, 127055, Russian Federation

The paper presents research results of the influence of an active semi-trailer on the dynamics of an articulated road train intended for operation in the conditions of the Arctic and the Russian Far North. The results of developing a control algorithm for the electric drive of an active semi-trailer, which is part of the “Arctic Road Train”, are considered. The semi-trailer is equipped with an autonomous hybrid power plant and an electromechanical transmission, which makes it possible to increase the adhesive weight and overall traction force without significant changes to the design of the serial tractor unit. An algorithm for controlling the semi-trailer wheel drive (SCWD — Semi-trailer Control Wheel Drive) depending on the articulation angle of the road train is proposed. A mathematical model of curvilinear motion implemented in the MATLAB Simulink environment was used to analyze the dynamics of the active road train. Within the framework of virtual tests, a comparison of three variants of the road train's transmission was carried out: a passive semi-trailer, an imitation of a locked connection between the wheels of the tractor and the semi-trailer, and the SCWD. The research confirms the effectiveness of the proposed control algorithm.

Keywords: arctic road train, active semi-trailer, traction electric drive, transmission, control algorithm, mathematical modeling

REFERENCES

- [1] Kotiev G.O., Dyakov A.S., Sologub S.A. O neobkhodimosti sozdaniya proizvodstva spetsialnoy kolesnoy i gusenichnoy tekhniki dlya ekspluatatsii v usloviyakh arkticheskoy zony RF [On the necessity of creating production of special wheeled and tracked vehicles for operation in the arctic zone of the Russian Federation]. *Journal of Automotive Engineers*, 2018, no. 4 (111), pp. 27–29.
- [2] Gorelov V.A., Padalkin B.V., Chudakov O.I. Matematicheskaya model pryamolineynogo dvizheniya po deformiruyemoy opornoy poverkhnosti dvukhzvennogo sedelnogo avtopoyezda s aktivnym polupritsepnym zvenom [Mathematical model of linear motion on the deformable supporting surface of the two-link road train with an active semitrailer]. *Vestn. Mosk. Gos. Tekh. Univ. im. N.E. Baumana. Ser. Mashinostr — Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Series Mechanical Engineering*, 2017, no. 2, pp. 121–138. DOI: 10.18698/0236-3941-2017-2-121-138
- [3] Belousov B.N., Shukhman S.B. *Prikladnaya mekhanika nazemnykh tyagovo-transportnykh sredstv s mekhatronnymi sistemami* [Applied mechanics of land traction-transport vehicles with mechatronic systems]. Moscow, Agrokonsalt, 2013, 612 p.
- [4] Kholopov V.N. *Silovyye peredachi sochlenennykh mashin i aktivnykh avtopoyezdov* [Power Transmissions of Articulated Vehicles and Active Road Trains: Monograph]. Krasnoyarsk, Reshetnev Siberian State University of Science and Technology, 2020, 164 p.

- [5] Berdnikov A.A., Streltsov R.V., Dyunov V.A., Zolnikov I.V. Podvizhnost agregatov perspektivnykh raketnykh kompleksov na baze avtopoyezdov s aktivnym pritsepnym zvenom [Mobility of aggregates of promising missile systems based on road trains with an active trailed link]. *Izvestiya MGTU «MAMI»*, 2020, no. 3 (45), pp. 23–28. DOI: 10.31992/2074-0530-2020-45-3-22-28
- [6] Vasiliev A., Dobretsov R., Voinash S., Syromiatnykov Yu., Orekhovskaya A., Zagidullin R., Sokolova V. Energy efficiency of a hybrid road train with an active semi-trailer for road construction work. *Istrazivanja i Projektovanja za Privredu — Journal of Applied Engineering Science*, 2024, vol. 22 (2), pp. 1–9. DOI: 10.5937/jaes0-48077.
- [7] Chudakov O.I., Gorelov V.A., Gartfelder V.A., Sekletina L.S. Mathematical model of curvilinear motion of an active road train with electromechanical transmission. In: *2019 International Automobile Scientific Forum on Technologies and Components of Land Intelligent Transport Systems, IASF*, 29 May 2020, IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng., vol. 819, iss. 1, p. 012001. DOI: 10.1088/1757-899X/819/1/012001
- [8] Larin V.V. *Teoriya dvizheniya polnoprivodnykh kolesnykh mashin* [Theory of Motion of All-Wheel-Drive Vehicles]. Moscow, BMSTU-Press, 2010, 391 p.
- [9] Afanasiev B.A., Belousov B.N., Gladov G.I., Zheglov L.F., Zuzov V.N., Kotiev G.O., et al. *Proyektirovaniye polnoprivodnykh kolesnykh mashin* [Design of All-Wheel-Drive Vehicles]. In 2 vols. A.A. Polungyan, ed. Moscow, BMSTU-Press, 2008, 496 p.
- [10] Targ S.M. *Kratkiy kurs teoreticheskoy mekhaniki* [A Short Course in Theoretical Mechanics]. Moscow, Vysshaya Shkola Publ., 1986, 416 p.
- [11] Gorelov V.A., Kositsyn B.B., Chudakov O.I. *Mnogozvennyye avtopoyezda. Dinamika krivolineynogo dvizheniya* [Multi-Link Road Trains. Dynamics of Curvilinear Motion]. Moscow, BMSTU-Press, 2021, 97 p.
- [12] Platonov V.F., Leinashvili G.R. *Gusenichnyye i kolesnyye transportno-tyagovyye mashiny* [Tracked and Wheeled Transport and Traction Vehicles]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1986, 296 p.

Gorelov V.A., Dr. Sc. (Eng.), Professor, Chief Researcher at the Research and Educational Center “Transport and Robots” at Bauman Moscow State Technical University. Research interests: mathematical modeling of wheeled and tracked vehicles.
e-mail: gorelov_va@bmstu.ru

Komissarov A.I., PhD (Eng.), Associate Professor of the Department of Multipurpose Tracked Vehicles and Mobile Robots, Bauman Moscow State Technical University. Research interests: modeling wheeled and tracked vehicles dynamics.
e-mail: komissarov@bmstu.ru

Padalkin B.V., Dr. Sc. (Eng.), Associate Professor, Acting Rector, Moscow State University of Technology “STANKIN”; Professor, Department of Multipurpose Tracked Vehicles and Mobile Robots, Bauman Moscow State Technical University. Research interests: Strength calculations of machine components and assemblies.
e-mail: rector@stankin.ru

Chudakov O.I., PhD (Eng.), Associate Professor, Associate Professor of the Department of Multipurpose Tracked Vehicles and Mobile Robots, Bauman Moscow State Technical University. Research interests: modeling wheeled vehicle dynamics.
e-mail: chudakov@bmstu.ru