Метод прогнозирования опорной проходимости автопоездов при прямолинейном движении по бездорожью

В.А. Горелов¹, А.В. Мирошниченко², В.А. Познякова¹

¹ МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва 105005, Россия

² ОКБ “Техника”, Москва, Россия

Изложен метод прогнозирования проходимости автопоездов по бездорожью, основанный на использовании разработанной математической модели прямолинейного движения по несвязному грунту. Представлены методика и измерительный комплекс для исследований взаимодействия движителей с опорной поверхностью с целью получения тягово-энергетических и тягово-цепных характеристик. Приведены некоторые результаты теоретических исследований.

**E-mail: gvas@mail.ru, avm179@yandex.ru,
cm-10@narod.ru**

Ключевые слова: автопоезд, проходимость, сцепное устройство, буксование, тягово-энергетическая характеристика, математическая модель, имитационное моделирование, трансмиссия.

Значительная часть разрабатываемых месторождений нефти и газа находятся в труднодоступных районах Крайнего Севера и Дальнего Востока, в условиях “вечной мерзлоты” и бездорожья, в связи с чем транспортное обеспечение их разведки и обустройства весьма затруднено. Немалые трудности возникают и при использовании автотранспорта и спецтехники на базе автомобилей при строительстве и обслуживании линейных частей газопроводов (в первую очередь магистральных) в условиях отсутствия вдольтрассовых проездов.

Для решения задач транспортного и технологического обеспечения, строительства, обслуживания и ремонта магистральных газопроводов специалистами кафедры “Колесные машины” МГТУ им. Н.Э. Баумана и ООО “Объединенные Транспортные Системы” было создано экспериментальное вездеходное транспортное звено как прототип транспортной системы для бездорожья (рис. 1), прошедшее испытание на полуострове Ямал.

Основным элементом указанного транспортного звена являлись внедорожные транспортные средства (ВТС) типа “Урал-Полярник”, на базе которых в дальнейшем был разработан и изготовлен ряд специализированных модификаций транспортного и технологического назначения и проведена опытно-промышленная эксплуатация на базе нескольких дочерних газотранспортных предприятий ОАО “Газпром”.

Опытно-промышленная эксплуатация подтвердила необходимость внедрения в транспортные и производственные циклы пред-

приятий, осуществляющих строительство и обслуживание различных объектов в условиях бездорожья, специальных колесных вездеходных средств. Испытываемые образцы ВТС получили в целом положительные отзывы. Вместе с тем был выявлен ряд конструктивных недостатков вездеходов, а также обозначена актуальность создания новых образцов вездеходных транспортных средств большой грузоподъемности и специальных внедорожных автопоездов в составе вездеходного седельного тягача и вездеходных прицепов, в том числе активных (с приводом всех колес). Такие автопоезда необходимы для перевозки в условиях бездорожья тяжелых (до 60 т) неделимых грузов (спецтехники или оборудования линейной части газопроводов).

а

б

Рис. 1. Экспериментальное ВТС:

а — движение транспортного звена в составе тягача УП-М и специального прицепа-трубовоза; *б* — то же в составе тягачей УП-Т и УП-М, а также специального прицепа-трубовоза

Создание вездеходных автопоездов большой грузоподъемности — задача, требующая привлечения значительных финансовых и производственных ресурсов, поэтому на первом этапе необходимо детальное теоретическое обоснование основных конструктивных решений и возможных вариантов их применения при эксплуатации.

Для транспортной системы, состоящей из нескольких автомобилей и автопоездов, актуальным является прогнозирование тяговой дина-

мики при различных связях между звеньями. Доказано, что в зависимости от характера связи между тягачом и прицепом автопоезд может иметь различные тяговые возможности в условиях бездорожья, и, как правило, только раздельное перемещение звеньев системы позволяет выполнить транспортную задачу в тяжелых дорожных условиях. В этой связи необходимо на стадии проектирования прогнозировать характеристики прямолинейного движения автопоезда по бездорожью при буксировании прицепа движущимся тягачом в случае жесткой и гибкой связи, буксировании прицепа неподвижным тягачом с использованием лебедки и анкерно-упорного устройства.

Применение различных схем трансмиссии также оказывает существенное влияние на показатели тяговой динамики, а активизация колес прицепного звена или нескольких звеньев позволяет существенно увеличить грузоподъемность системы в целом и, как следствие, повысить эффективность использования техники.

В настоящее время на этапе разработки наиболее эффективным является прогнозирование характеристик проходимости транспортных систем с использованием имитационного математического моделирования на ЭВМ. Проведение вычислительных экспериментов на ранних стадиях создания объекта дает возможность исследовать эффективность движения при различных схемах трансмиссии, законах и алгоритмах управления отдельными узлами и агрегатами на совокупности дорожных условий. Это позволяет разработчикам сокращать сроки доводочных испытаний и тем самым снижать стоимость разработки.

Для теоретического решения задач, связанных с динамикой колесных машин, основной проблемой является описание процесса взаимодействия движителя с опорным основанием. Еще более сложной является разработка адекватных реальным процессам моделей для деформируемых опорных поверхностей.

Вопросам взаимодействия эластичного колесного движителя и деформируемого опорного основания посвящено достаточно много трудов как отечественных, так и зарубежных авторов [1]. Прежде всего эти работы направлены на описание процесса взаимодействия движителя с грунтом в функции его конструктивных параметров и физико-механических свойств опорного основания. Следует отметить, что теория взаимодействия эластичного колеса с деформируемым опорным основанием в данном представлении весьма развита и позволяет описывать такие явления, как образование колеи, бульдозерный и экскавационный эффекты, уплотнение грунта и т. д. При этом целью исследований является выбор оптимальных параметров конструкции колеса, как правило, по критериям обеспечения максимальной силы тяги, минимизации затрат на движение и уменьшения вредного воздействия на почву.

Однако когда движитель уже создан и необходимо исследовать его возможности в составе колесной машины для оценки, например, средней скорости движения на заданном маршруте, рационального

распределения мощности по колесам, нагруженности элементов трансмиссии или тяговой динамики при различных связях между звеньями, представляется целесообразным использовать характеристики тягово-сцепных свойств и потерь энергии для различных условий взаимодействия движителя с опорным основанием, полученные при экспериментальных исследованиях на стендовом оборудовании или полигоне (рис. 2—4).

В данной работе для испытаний образцов колесных движителей использован стенд, разработанный на кафедре “Многоцелевые гусеничные машины и мобильные роботы” МГТУ им. Н.Э. Баумана. Он относится к классу стендов для испытаний колесных движителей при постоянной вертикальной нагрузке с управляемой силой на крюке и включает в себя грунтовой канал, динамометрическую тележку, систему регулирования вертикальной и тяговой нагрузок колеса, систему подготовки грунта и тензометрическое измерительное оборудование. Стенд предназначен для испытаний колесных движителей в различных скоростных режимах (с учетом реологии опорного основания) при различных условиях нагружения.

В процессе эксперимента регистрируются параметры взаимодействия движителя с грунтом в режиме прямолинейного движения и движения с уводом с помощью тензометрических балок.

Рис. 2. Пневматический колесный движитель в условиях деформируемого грунта на стенде “Грунтовой канал” МГТУ им. Н.Э. Баумана

Рис. 3. Пневматический колесный движитель И-168-У ШНСА 155×87R13 в условиях “твёрдого экрана” на стенде “Грунтовой канал” МГТУ им. Н.Э. Баумана

a

б

Рис. 4. Общий вид экспериментальной установки для исследования взаимодействия с грунтом крупногабаритного пневматического колеса в условиях полигона [2]:

a — исследование ведомого колеса при $P_z = 100 \dots 250$ кН; *б* — исследование ведущего колеса

Характеристиками процесса прямолинейного качения колеса в различных случаях движения являются удельные потери энергии f_w (потери энергии при качении на единицу пройденного колесом пути при единичной вертикальной нагрузке), удельная свободная сила тяги φ (продольная сила, приложенная к оси катящегося колеса, при единичной вертикальной нагрузке на его ось), а также коэффициент буксования

$$S_6 = \frac{\omega_k r_{k0} - V_{xk}}{\omega_k r_{k0}} = 1 - \frac{r_k}{r_{k0}},$$

где ω_k — угловая скорость колеса; r_{k0} — радиус колеса в свободном режиме; V_{xk} — скорость центра масс колеса в продольном направлении; $r_k = V_{xk} / \omega_k$ [3].

Результаты испытаний представляют в виде тягово-энергетических $f_w = f(\varphi)$ и тягово-сцепных характеристик $\varphi = f(S_6)$, примеры которых показаны на рис. 5 [2, 3].

Методика проведения экспериментальных исследований при прямолинейном качении с целью получения этих характеристик опирается на уравнение энергетического баланса, согласно которому энергия, подводимая к равномерно катящемуся колесу, расходуется на совершение работы продольной силой и на потери при взаимодействии с опорным основанием:

$$M_k \omega_k = P_x V_{xk} + f_w P_z V_{xk}, \quad (1)$$

где M_k — крутящий момент, подводимый к колесу; P_x , P_z — соответственно продольная и вертикальная силы, действующие на ось колеса.

Рис. 5. Удельные потери энергии (а) и тягово-сцепные характеристики (б) при качении колес различных модификаций по песку ($G_k = 167 \dots 245$ Н)

Тогда выражение для определения удельных энергетических потерь с учетом, что $\varphi = P_x / P_z$, примет вид

$$f_w = \frac{M_k}{P_z} \frac{\omega_k}{V_{\text{хк}}} - \frac{P_x}{P_z} = \frac{M_k}{P_z} \frac{\omega_k}{V_{\text{хк}}} - \varphi. \tag{2}$$

Величины, входящие в правую часть уравнения (1), определяют в процессе эксперимента.

Экспериментальные исследования проводят для различных скоростных режимов (для учета реологии опорного основания), при различном числе проходов колеса по колею и разных режимах качения (свободном, ведомом, ведущем, тормозном). Таким образом, для совокупности дорожных условий могут быть получены тягово-энергетические $f_w = f(\varphi)$ и тягово-сцепные $\varphi = f(S_0)$ характеристики.

Методику использования экспериментальных характеристик при имитационном моделировании прямолинейного движения рассмотрим на примере одиночного колеса массой m_k с моментом инерции I_k вокруг оси в ведущем режиме (рис. 6).

Уравнения динамики колеса при отсутствии вертикальных перемещений ($P_z = R_z$) примут вид

$$\begin{aligned} m_k \dot{V}_{\text{хк}} &= R_x - P_x; \\ J_k \dot{\omega}_k &= M_k - M(R_z) - M(R_x), \end{aligned} \tag{3}$$

где R_x — продольная реакция колеса с опорным основанием; R_z — вертикальная реакция в пятне контакта колеса с опорной поверхностью, причем P_x и M_k считаются здесь заданными.

Поскольку по условию проведения эксперимента $P_x = R_x$, а $P_z = R_z$, для определения реакции R_x воспользуемся зависимостью

$$R_x = \varphi R_z. \tag{4}$$

Учитывая, что движение равномерное (по условиям эксперимента в грунтовом канале), и используя уравнение энергетического баланса (1), запишем выражение для определения моментов сопротивления движению:

$$\begin{aligned} M(R_z) + M(R_x) &= M_k = \\ &= (f_w + \varphi) P_z V_{\text{хк}} / \omega_k, \end{aligned} \tag{5}$$

Рис. 6. Расчетная схема качения колеса в ведущем режиме

т. е. неизвестный момент определяется зависимостями $f_w = f(\varphi)$ и $\varphi = f(S_6)$.

Окончательно уравнения динамики одиночного колеса принимают вид

$$\begin{aligned} m_k \dot{V}_{xk} &= \varphi P_z - P_x; \\ J_k \dot{\omega}_k &= M_k - (f_w + \varphi) P_z V_{xk} / \omega_k. \end{aligned} \quad (6)$$

При заданных значениях P_z , P_x и M_k , а также при известных зависимостях $f_w(\varphi)$ и $\varphi(S_6)$ система уравнений (6) пригодна для имитационного математического моделирования с использованием экспериментальных характеристик взаимодействия движителя с опорным основанием [4].

Представленная методика может быть распространена на другие режимы качения колесных движителей.

Построение математической модели движения автопоезда рассмотрим на примере трехосного тягача с возможностью реализации индивидуального, дифференциального и заблокированного приводов колес и трехосного прицепа в ведомом режиме. Расчетная схема автопоезда (рис. 7) принята с учетом характера решаемой задачи и описывается следующими уравнениями движения для тягача и прицепа:

для тягача

$$\begin{aligned} m_T \dot{V}_{xT} &= 2 \sum_{i=1}^3 P_{xi} - m_T g \sin \alpha - P_{кр}; \\ J_{ki} \dot{\omega}_{ki} &= M_{ki} - (1 - S_{6i})(f_{wi} + \varphi_i) R_{zi} r_{k0}; \\ m_{ki} a_{xki} &= \varphi_i R_{zi} - P_{xi} - m_{ki} g \sin \alpha; \end{aligned} \quad (7)$$

для прицепа

$$\begin{aligned} m_{пр} \dot{V}_{xпр} &= -2 \sum_{i=4}^6 P_{xi} - m_{пр} g \sin \alpha + P_{кр}; \\ J_{ki} \dot{\omega}_{ki} &= \frac{1}{(1 - S_{6i})} (\varphi_i - f_{wi}) R_{zi} r_{k0}; \\ m_{ki} a_{xki} &= P_{xi} - \varphi_i R_{zi} - m_{ki} g \sin \alpha, \end{aligned} \quad (8)$$

где m_T , $m_{пр}$ — масса тягача и прицепа соответственно; m_{ki} — масса колеса; $\dot{V}_{xT}$, $\dot{V}_{xпр}$ — продольное ускорение центра масс тягача и прицепа соответственно; $\dot{\omega}_{ki}$ — угловое ускорение i -го колеса; a_{xki} — продольное ускорение центра масс i -го колеса; g — ускорение свободного падения; α — угол наклона опорной поверхности; $P_{кр}$ — сила тяги на крюке.

Рис. 7. Расчетная схема движения автопоезда

Для колес прицепа коэффициент буксования вычисляют по формуле

$$S_6 = \frac{V_{\text{хк}} - \omega_{\text{к}} r_{\text{к0}}}{V_{\text{хк}}} = 1 - \frac{r_{\text{к0}}}{r_{\text{к}}}.$$

Связь тягача и прицепа реализуется через силу тяги на крюке $P_{\text{кр}}$. В случае моделирования упругого или жесткого взаимодействия звеньев силу на крюке определяют так:

$$P_{\text{кр}} = (x_{\text{Ст}} - x_{\text{Спр}})c + (V_{\text{хт}} - V_{\text{хпр}})B, \quad (9)$$

где $x_{\text{Ст}}$, $x_{\text{Спр}}$ — координата центра масс тягача и прицепа по оси X соответственно; c — жесткость сцепного устройства в продольном направлении; $V_{\text{хт}}$, $V_{\text{хпр}}$ — скорость центра масс тягача и прицепа соответственно; B — коэффициент демпфирования сцепного устройства в продольном направлении.

Таким образом, изменяя жесткость и коэффициент демпфирования узла сочленения, можно задавать различную связь между тягачом и прицепом.

Для случая соединения звеньев через гибкую связь характер изменения силы тяги на крюке $P_{\text{кр}}$ в зависимости от растяжения троса с учетом начальных координат положения центров масс звеньев определяют по формуле

$$P_{\text{кр}} = (\Delta l - l_0)c, \quad (10)$$

где l_0 — длина троса в недеформированном состоянии; $\Delta l = (x_{\text{Ст}} - x_{\text{Спр}} - l_0)$. При $\Delta l \leq 0$ сила $P_{\text{кр}} = 0$.

Сила, действующая на корпус тягача со стороны колеса по оси X ,

$$P_{\text{xi}} = (x_{\text{ki}} - l_{\text{ki}})c_{\text{подв}} + (V_{\text{хки}} - V_{\text{хс}})B_{\text{подв}}, \quad (11)$$

где x_{ki} — расстояние от центра масс до оси колеса по оси X ; l_{ki} — расстояние от центра масс до точки крепления подвески по оси X ; $c_{\text{подв}}$, $B_{\text{подв}}$ — соответственно жесткость и коэффициент демпфирования подвески в продольном направлении; $V_{\text{хс}}$ — скорость центра масс автомобиля.

Сила, действующая на корпус прицепа со стороны колеса по оси X :

$$P_{\text{xi}} = (l_{\text{ki}} - x_{\text{ki}})c_{\text{подв}} + (V_{\text{хс}} - V_{\text{хки}})B_{\text{подв}}. \quad (12)$$

В работе [3] доказано, что функция удельной свободной силы тяги с приемлемой точностью может быть аппроксимирована зависимостью

$$\varphi = \operatorname{sgn}(S_6) \varphi_{\max} \left(1 - e^{-|S_6|/S_0}\right), \quad (13)$$

где $\varphi_{\max}$ — максимальное значение коэффициента сцепления колеса с опорной поверхностью при полном буксовании; S_0 — константа, определяющая вид кривой $\varphi(S_6)$, а функция удельных потерь энергии — зависимостью

$$f_{wi} = f_{w0} - K_f \log \left[1 - \frac{\varphi_i}{\varphi_{i\max} (1 - e^{-1/S_0})} \right], \quad (14)$$

где f_{w0} — коэффициент удельных энергетических потерь при отсутствии буксования в свободном режиме качения; K_f — коэффициент пропорциональности.

Вертикальная реакция в пятне контакта колес тягача с опорной поверхностью

$$R_{zi} = P_{zi} + m_{ki} g \cos \alpha. \quad (15)$$

Силу P_{zi} определяют из решения системы уравнений:

$$\begin{aligned} P_{z1} + P_{z2} + P_{z3} &= m_C g \cos \alpha; \\ P_{z1} L_{k1} + P_{z2} L_{k2} + P_{z3} L_{k3} &= M_{\text{отн}}; \\ P_{z1} (L_{k2} - L_{k3}) + P_{z2} (L_{k3} - L_{k1}) + P_{z3} (L_{k1} - L_{k2}) &= 0, \end{aligned} \quad (16)$$

где $M_{\text{отн}}$ — сумма крутящих моментов относительно проекции центра масс на линию, соединяющую оси колес, $M_{\text{отн}} = -(m_C a_x H_C + m_C g \sin \alpha H_C + P_{\text{кр}} H_{\text{кр}} + M_{C1} + M_{C2} + M_{C3})$; H_C — высота центра масс; $H_{\text{кр}}$ — высота приложения силы тяги на крюке; M_{Ci} — момент сопротивления движению, приведенный к соответствующей оси автомобиля.

При определении вертикальных реакций под колесами прицепа используют такой же подход, как и для тягача, но с учетом особенностей, отраженных в расчетной схеме.

Как уже было отмечено, схема трансмиссии оказывает определяющую роль на тяговые возможности системы в целом. В этой связи необходимо учесть возможность реализации в модели различных вариантов распределения крутящих моментов по колесам.

Схема трансмиссии с дифференциальным приводом по борту приведена на рис. 8, а.

Динамика трансмиссии с дифференциальной связью по борту описывается следующей системой уравнений:

$$\begin{aligned}
 \dot{\omega}_e &= (\dot{\omega}_1 + \dot{\omega}_2 + \dot{\omega}_3)/3; \\
 J_e \dot{\omega}_e &= M_e - M_d; \\
 J_1 \dot{\omega}_1 &= M_d/3 - M_{c1}; \\
 J_2 \dot{\omega}_2 &= M_d/3 - M_{c2}; \\
 J_3 \dot{\omega}_3 &= M_d/3 - M_{c3},
 \end{aligned}
 \tag{17}$$

где $\dot{\omega}_e$ — угловое ускорение вращения вала двигателя; J_e , J_i — момент инерции двигателя и колеса соответственно; M_e , M_d — момент на выходном валу коробки передач и на корпусе дифференциала соответственно; M_{ci} — момент сопротивления на i -м колесе.

Рис. 8. Схемы трансмиссии с дифференциальным (а), блокированным (б) и индивидуальным (в) приводами

Известными в системе уравнений (17) являются момент M_e , развиваемый двигателем на выходном валу коробки передач, момент $M_{ki} = M_d / 3$, а также моменты инерции J_e и J_i ; определяемыми — угловая скорость ω_e вала двигателя и угловая скорость ω_i i -го колеса.

Динамика трансмиссии с заблокированной связью по борту (рис. 8, б) описывается следующей системой уравнений:

$$\begin{aligned} J_e \dot{\omega}_e &= M_e - M_6; \\ M_6 &= M_{k1} + M_{k2} + M_{k3}; \\ \dot{\omega}_0 &= \dot{\omega}_1 = \dot{\omega}_2 = \dot{\omega}_3, \end{aligned} \quad (18)$$

где M_6 — момент сопротивления, приведенный к валу двигателя.

В трансмиссии с индивидуальным приводом (рис. 8, в)

$$M_{ki} = M_{ипi},$$

где $M_{ипi}$ — крутящий момент, развиваемый индивидуальным приводом.

Системы уравнений (17) и (18) устанавливают связь между моментом, развиваемым двигателем; моментами, приложенными к колесам; угловой скоростью вращения вала двигателя и угловыми ускорениями вращения колес. На основе математической модели динамики колес машины может быть исследована эффективность различных законов и алгоритмов распределения моментов по движителям.

Таким образом, представленную математическую модель можно использовать для решения различного класса задач, связанных с тяговой динамикой автопоездов в условиях бездорожья. Очевидно, что изменение модели для случая активизации колес прицепного звена не представляет серьезных затруднений и не влечет за собой потерю временных ресурсов. То же самое характерно и для случая изменения колесной формулы, а также массогабаритных показателей.

Разработанная математическая модель реализована в среде имитационного математического моделирования динамических систем Simulink программного комплекса MATLAB. Схема включает три основных блока (рис. 9): *Tyagach*, в котором реализуется движение автомобиля-тягача, *Pritsep*, где реализуется движение прицепа, и *Stsepka*, реализующий связь между звеньями автопоезда через силу на крюке. Блок-схема модели показана на рис. 10.

Ниже представлены результаты численного моделирования раздельного перемещения звеньев. Исследована динамика одного звена при различном характере приложения крюковой нагрузки. При заданном максимальном значении возможной тяги на крюке $P_{кр \max}$ изменялось время нарастания до максимального значения. В данном случае действие силы $P_{кр \max}$ имитирует работу вспомогательных устройств, например лебедки.

Рис. 9. Схема для расчета динамики автомобиля-тягача

Исходные данные для проведения теоретических исследований следующие: масса звена $m_{\text{с пр}} = 8400$ кг, радиус колеса в свободном режиме $r_{\text{к0}} = 0,5$ м, максимальное значение коэффициента сцепления колеса с опорной поверхностью в продольном направлении $\varphi_{\text{max}} = 0,35$.

Рис. 10. Блок-схема математической модели автопоезда

Процесс моделирования начинался со скорости $V_{x0} = 0,1$ м/с. При достаточно большой скорости нарастания $P_{\text{кр max}}$ до значения 30 кН (рис. 11, а) были получены результаты, представленные на рис. 11, б и в. Их анализ показывает, что смоделирован случай резкого нарастания силы сопротивления грунта и звено перемещается юзом.

Безусловно, такой характер приложения нагрузки на крюке не может положительно сказаться на обеспечении высокого уровня проходимости, поэтому в следующем расчете нагрузку на крюке увеличивали медленнее (рис. 12, а). Анализ графиков рис. 12, б и в показывает, что в этом случае скорость центра масс звена находится в соответствии со скоростью вращения колес, т. е. плавное приложение силы тяги на крюке позволяет двигаться без юза. В то время пока силы на крюке было недостаточно для движения, прицеп останавливался и с 0,2 по 0,6 с практически оставался в состоянии покоя.

Проведенные теоретические исследования прямолинейного движения автопоезда полной массой 22 т как при совместном перемещении звеньев, так и при раздельном позволили сделать выводы о работоспособности модели и пригодности ее для прогнозирования опорной проходимости двухзвенного автопоезда, в том числе и при различном характере и параметрах связи между звеньями.

Полученные результаты исследований совместной динамики звеньев автопоезда при различных параметрах сцепного устройства подтвердили противоречивость предъявляемых к ним требований:

- на этапе разгона сила на крюке не должна быть достаточно большой, чтобы тягач имел возможность запасти кинетическую энергию и использовать ее для страгивания прицепа с места, а также с целью исключения перемещения прицепа юзом;

a

б

в

Рис. 11. Резкое возрастание силы тяги на крюке (а) и соответствующие ему изменения скорости центра масс (б) и угловой скорости вращения колес (в)

Рис. 12. Характер изменения силы тяги на крюке (а) и соответствующие ему зависимости скорости центра масс (б) и угловой скорости колес (в) от времени

– по мере увеличения скорости автопоезда сила в сцепном устройстве должна возрастать, чтобы исключить колебания, негативным образом сказывающиеся на динамике системы в целом;

– характер приложения нагрузки на крюке должен быть плавным, резкое изменение силы отрицательным образом сказывается на опорной проходимости автопоезда.

Таким образом, результатами теоретических исследований подтверждена эффективность разработанного метода прогнозирования опорной проходимости автопоездов при прямолинейном движении по бездорожью, который может быть использован разработчиками на стадии проектирования колесной техники для решения широкого круга задач: для оценки средней скорости движения на заданном маршруте, принципиальной возможности перевозки конкретного груза в заданных дорожных условиях, для анализа преимуществ и недостатков различных схем трансмиссии, для оценки эффективности различных законов управления индивидуальным приводом колесной машины, для проектирования и расчета буксирных устройств и т. д.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Рождественский Ю.Л., Машков К.Ю. О формировании реакций при качении упругого колеса по недеформируемому основанию // Труды МВТУ им. Н.Э. Баумана. — 1982. — № 390. — С. 56—64.
2. Кошарный Н.Ф. Основы теории рабочего процесса и расчета движителей автомобилей высокой проходимости: Дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.03. — Киев, 1978. — 467 с.
3. Наумов В.Н., Рождественский Ю.Л. Математическая модель взаимодействия металлоупругого колеса с уплотняющимся грунтом // Вопросы расчета и конструирования гусеничных машин. — Труды МВТУ им. Н.Э. Баумана. — 1980. — № 339. — С. 84—111.
4. Серебранный И.В., Котиев Г.О. Повышение проходимости автомобиля за счет рационального распределения потоков мощности по колесам // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Машиностроение. — 2008. — Специальный выпуск. — С. 193—201.

Статья поступила в редакцию 05.10.2012