

лись следующим образом: заднее колесо мотоцикла раскручивалось с помощью вала, контактирующего с поверхностью колеса и приводимого в движение с помощью электропривода. При достижении определенной скорости вращения колеса начинался процесс торможения и растормаживания. Данный процесс инициировался алгоритмом самой микропроцессорной системы, управляющей торможением. В ходе испытаний продемонстрирована высокая надежность, а также быстродействие системы. Проведены испытания системы при изменении значения частоты растормаживания в пределах от 5 до 25 Гц. Найдено оптимальное значение, которое находится в районе 17 Гц. Определены необходимые интервалы между периодами намагничивания и размагничивания соленоида для того, чтобы понизить протекающий через него ток до допустимой величины.

Выводы

1. По результатам проведенных испытаний можно сделать вывод о том, что разработанная система является работоспособной.
2. Система обеспечивает торможение колеса мотоцикла в соответствии с заданными показателями.
3. В ходе экспериментальных исследований опытным путем определены оптимальные параметры системы.

Литература

1. Тормозные системы колесных машин / И.С. Сазонов, П.А. Амельченко, В.А. Ким, А.С. Мельников, Д.А. Дубовик / Под общ. ред. И.С. Сазонова. – Могилев: Белорус. Рос. ун-т, 2011. 346 с.
2. Complimentary filter [Электронный ресурс] Популярная робототехника. [Официальный сайт]. URL: http://www.poprobot.ru/theory/complementary_filter (дата обращения: 13.03.2015).
3. Патент № 017953 ВУ МКП В 60 Т 8/175. Способ управления антиблокировочной системой торможения транспортного средства. Бетов А.К., Горелько С.И., Ким Л.В., Сазонов И.С. Заявка № 201001250; заявл. 06.07.2010.
4. Патент ВУ 13352, МПК С1 F 16D 55/22, 2010, опубл. 30.06.2010.

Гидрообъемная трансмиссия сочлененных транспортно-технологических машин

д.т.н. проф. Гладов Г.И.¹, к.т.н. доц. Зайцев С.В.², к.т.н. доц. Купреянов А.А.¹
¹МГТУ им. Н.Э. Баумана, ²МАДГТУ (МАДИ)
(915) 249-20-87

Аннотация. В статье рассмотрены вопросы, связанные с применением гидропередач в гидрообъемной трансмиссии сочлененных транспортно-технологических машин, предназначенных для движения в различных условиях, в том числе по опорной поверхности с переменными параметрами.

Ключевые слова: машина, трансмиссия, гидроагрегат, функционирование, регулирование.

В настоящее время известны различные виды трансмиссии автотракторных средств, начиная от простых механических и переходя к сложным автоматизированным с электронным управлением.

В последние годы заметно возрос интерес к использованию гидрообъемных передач в трансмиссии колесных и гусеничных машин. Известны достоинства гидрообъемных передач и различные схемы трансмиссий с применением гидрообъемных агрегатов различных типов [1 – 8]. Подчеркивается положительное влияние гидрообъемной трансмиссии (ГОТ) на многие эксплуатационные свойства транспортно-технологических машин, в том числе и на проходимость.

Особенно актуальна эта проблема для сочлененных колесных машин, которые во многих случаях специально создаются для повышения их проходимости.

Методы конструирования и расчета гидрообъемных передач и различных схем трансмиссий с такими передачами достаточно хорошо разработаны применительно к тракторам, сельскохозяйственным машинам (комбайнам) и быстроходным гусеничным машинам [4 – 8].

Одна из наиболее характерных схем колесной сочлененной транспортно-технологической машины (СТТМ) представлена на рисунке 1.



Рисунок 1. Схема колесной сочлененной транспортно-технологической машины

Различные схемы колесных СТТМ с возможностью установки гидрообъемной трансмиссии приведены на рисунке 2.

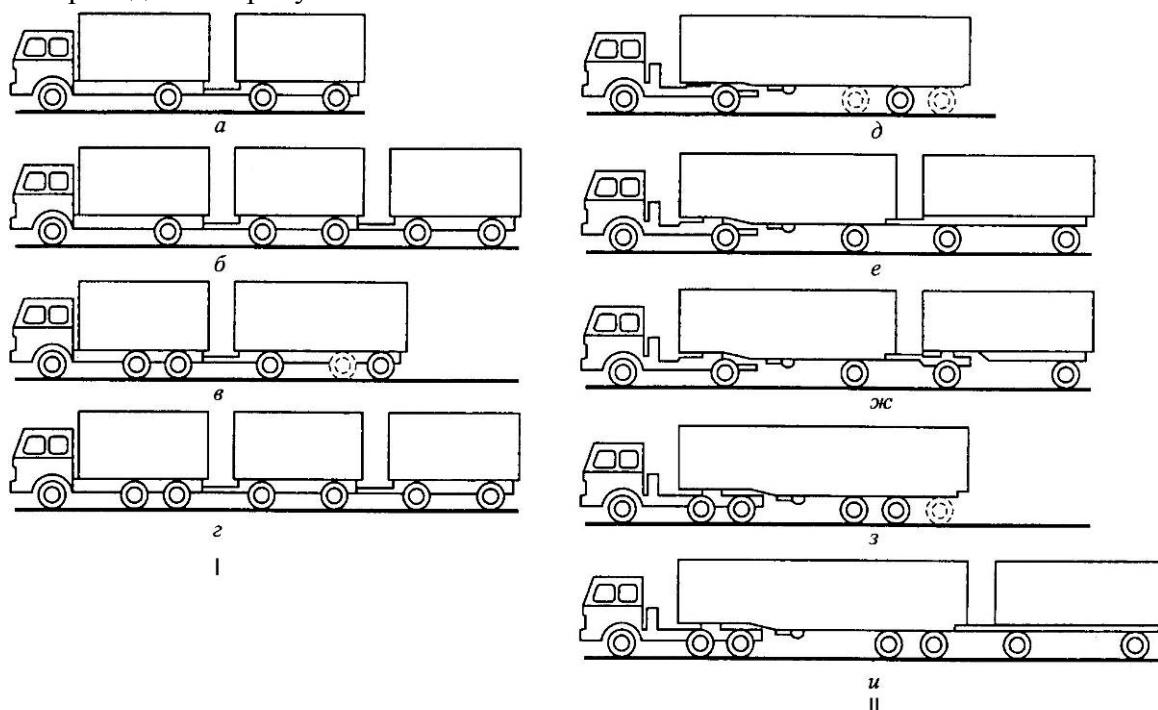


Рисунок 2. Компоновочные схемы прицепных (I) и седельных (II) СТТМ двух- (а, в, д, з) и трехзвенных (б, г, е, ж, и) с двух- (а, б, д, е, ж) и трехосным (в, г, з, и) тягачом

Существенной особенностью ГОТ СТТМ является необходимость согласования режимов работы ГОТ каждого звена СТТМ, так как это в значительной степени влияет на различные эксплуатационные свойства СТТМ, в том числе тяговые, маневренные, топливно-экономические, экологические. Тем более что такое влияние сказывается при движении СТТМ по опорным грунтам с низкой несущей способностью (пахоте, снегу, болоту, сыпучему песку и др.) и по грунтовым дорогам в периоды весенней и осенней распутицы, что характерно для сельскохозяйственных районов. Кинематическая схема простейшей такой трансмиссии представлена на рисунке 3.

В настоящее время необходимо, чтобы система управления ГОТ СТТМ могла изменять частоту вращения колес индивидуально, в соответствии с траекторией движения каждого из них, профилем пути в продольном и поперечном плане, податливостью грунта под каждым колесом, но в то же время не допускала буксования колеса, т.е. чтобы потери мощности при создании суммарного тягового усилия были минимальными. При пробуксовке одного из колес (снижается коэффициент сцепления φ) падает давление p во всей системе, а проходимость ухудшается. Это явление называется дифференциальным эффектом. Для его устране-

ния применяют блокирующие (отключающие) устройства или специальные системы управления работой гидропривода. Структурная схема одной из таких систем приведена на рисунке 4 [1].

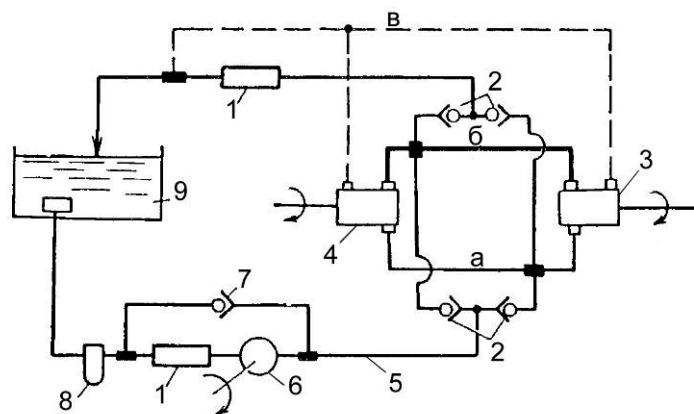


Рисунок 3. Кинематическая схема простейшей гидрообъемной передачи:
а – магистраль низкого давления; б – магистраль высокого давления; в – дренажная система; 1 – охладитель; 2 – клапан; 3 – гидродвигатель; 4 – насос; 5 – система подпитки; 6 – подпиточный насос; 7 – предохранительный клапан; 8 – фильтр; 9 – резервуар

Этим требованиям в наибольшей степени отвечает ГОТ с гидромотор-колесами (рисунок 5б) в сочетании с современными электронными системами управления.

Основные расчетные параметры гидропривода с гидромотор-колесами обычно определяют при условии движения СТТМ без буксования колес:

$$P_d \leq P_{сц},$$

где: P_d – сила тяги, подводимая от двигателя; $P_{сц}$ – сила сцепления колеса с опорной поверхностью.

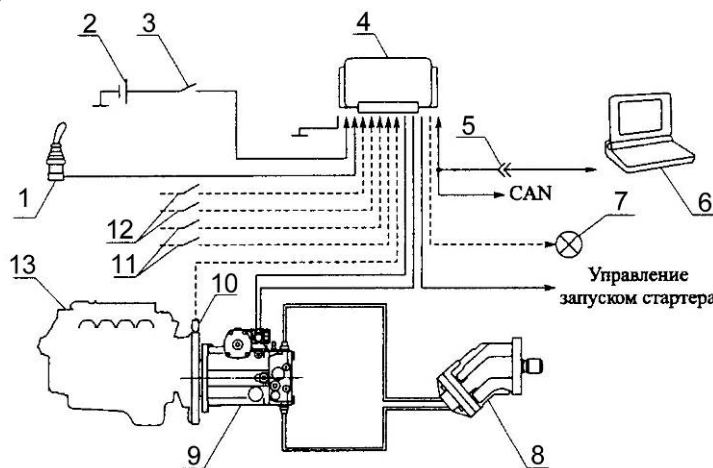


Рисунок 4. Структурная схема системы управления DRC фирмы «Rexroth» (на примере одного гидроконтура; на схеме условно показан один гидромотор):

1 – джойстик; 2 – источник питания; 3 – замок зажигания; 4 – контроллер с программным обеспечением DRC; 5 – диагностический разъем; 6 – персональный компьютер с диагностическим программным обеспечением; 7 – контрольная лампа ограничения скорости; 8 – гидромотор; 9 – насос; 10 – датчик частоты вращения коленчатого вала; 11 – переключатели режимов ускорения; 12 – переключатели направления движения; 13 – двигатель

Силы тяги:

$$P_d = M_d U_T \eta_T / r_k; \quad P_{сц} = G_{Ап} \phi,$$

где: M_d – крутящий момент гидродвигателя; U_T – передаточное число трансмиссии;

η_t – КПД трансмиссии; r_k – радиус колеса; $G_{АП}$ – вес СТТМ;
 ϕ – коэффициент сцепления.

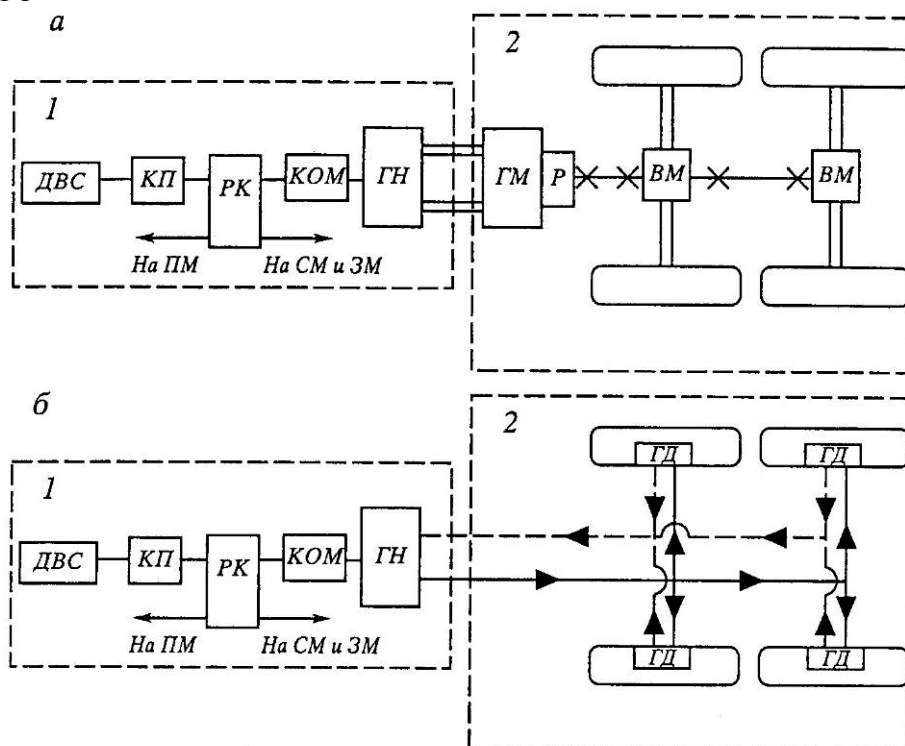


Рисунок 5. Схемы гидроприводов типов «гидровал» (а) и с гидромотор-колесами (б): 1 – тягач; 2 – полуприцеп; ДВС – двигатель; КП – коробка передач; РК – раздаточная коробка; ГН – гидронасос; ГМ и ГД – гидромотор; КОМ – коробка отбора мощности; Р – согласующий редуктор; ВМ – ведущий мост прицепного звена; ПМ, СМ, ЗМ – соответственно передний, средний и задний ведущий мосты тягача

Чтобы не завышать параметры гидромашин (мощность, массу, габаритные размеры и др.), их расчет необходимо вести по меньшей мере по одной из двух сравниваемых величин (P_d или $P_{сц}$). Удобнее, однако, определить расчетный (условный) коэффициент сцепления $\phi_{расч}$ колеса с опорной поверхностью, чтобы по нему вести дальнейшие расчеты.

Приравнявая правые части данных выражений для определения P_d и $P_{сц}$ и исходя из максимально возможных значений параметров, получаем:

$$G_{АП}\phi_{расч} = M_{дmax} U_{т1}\eta_{т1} / r_k \text{ или } \phi_{расч} = M_{дmax} U_{т1}\eta_{т1} / (G_{АП}r_k).$$

Затем оцениваем полученное значение $\phi_{расч}$:

- если $\phi_{расч} \leq \phi_{max}$, то расчет ведется по $\phi_{расч}$;
- если $\phi_{расч} > \phi_{max}$, то расчет ведется по ϕ_{max} ,

где: ϕ_{max} – наибольшее значение коэффициента сцепления в предполагаемых условиях эксплуатации СТТМ.

Для определения основных расчетных параметров гидропривода периодического действия с высокомоментным гидродвигателем используется расчетная схема (рисунок ба), причем гидродвигатели подбирают по двум основным параметрам: максимальному крутящему моменту гидродвигателя $M_{дmax}$, обеспечивающему реализацию максимальной силы тяги, и максимальному расходу жидкости гидродвигателя – подаче $Q_{дmax}$, обеспечивающей получение расчетной скорости движения СТТМ (т.е. v_{max} на второй передаче в коробке передач и низшей передаче в раздаточной коробке).

Удельная подача q_d гидродвигателя определяется следующим образом.

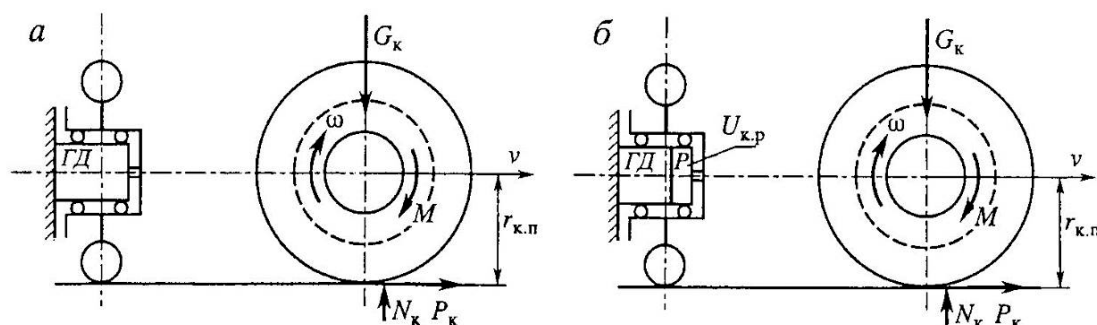


Рисунок 6. Расчетные схемы гидромотор-колес с высокомоментным (а) и аксиально-поршневым (б) гидродвигателями: ГД – гидродвигатель; Р – редуктор; (G_k – вертикальная нагрузка, действующая на колесо; N_k – вертикальная реакция опорной поверхности; P_k – сила тяги; M – крутящий момент; v – скорость движения; ω – угловая скорость; $r_{к.п}$ – радиус колеса прицепного звена; $U_{к.р}$ – передаточное число колесного редуктора

Крутящий момент сцепления мотор-колеса с опорной поверхностью равен:

$$M_{сц} = m G_k \varphi_{расч} r_{к.п},$$

где: m – коэффициент, учитывающий перераспределение нагрузки по колесам; $m = 1,0 \dots 1,2$.

Затем определяется крутящий момент $M_{дmax}$, развиваемый гидродвигателем при максимальном давлении $p_{дmax}$,

$$M_{дmax} = \kappa q_d p_{дmax},$$

где: κ – коэффициент размерности.

Из условия равенства этих моментов и с учетом непосредственной связи гидродвигателя с колесом (редуктора нет) находим удельную подачу $q_d = G \varphi_{расч} r_{к.п} / (\kappa \cdot p_{дmax})$.

По полученному значению q_d проектируют гидродвигатель или выбирают его из существующих конструкций. При этом давление $p_{дmax}$ приходится задавать в определенных пределах, так как оно зависит от типа распределителя, влияющего на надежность уплотнений. Обычно при цапфовых распределителях $p_{дmax} = 15 \dots 20$ МПа; при торцевых – $p_{дmax} = 20 \dots 35$ МПа; при клапанных – $p_{дmax} = 50$ МПа.

Максимальную частоту вращения вала гидродвигателя n_{max} определяют исходя из заданной предельной скорости движения СТТМ v_2 , при которой гидропривод еще включен, т.е. на второй передаче в коробке передач и первой передаче в раздаточной коробке.

Используя выражение $U_{к.р} = 0,377(n_{дmax} r_k) / v_2$ и учитывая, что $U_{к.р} = 1$ (в данном случае колесный редуктор отсутствует), получаем максимальную частоту вращения:

$$n_{дmax} = v_2 / 0,377 r_{к.п}.$$

Скорость v_2 можно выразить для тягача (учитывая необходимость кинематического согласования) $v_2 = 0,377(n_{дN} r_{к.Т}) / U_{Т2}$.

Здесь $U_{Т2} = U_{к.п2} U_{р.к1}$.

После преобразований получаем $n_{дmax} = (n_{дN} / U_{Т2}) \cdot (r_{к.Т} / r_{к.п})$.

Максимальная допустимая частота вращения $[n_{дmax}]$ высокомоментного гидродвигателя может быть задана в его технической характеристике. Тогда полученное в расчетах значение $n_{дmax}$ необходимо сравнить с $[n_{дmax}]$.

В случае расположения поршней в статоре высокомоментного гидродвигателя нет опасности превышения $[n_{д\max}]$ в ведомом режиме.

Если кинематическая цепь между гидродвигателем и колесом не разрывается, то на более высоких скоростях движения СТТМ частота вращения колеса в ведомом режиме может значительно превзойти $[n_{д\max}]$ и гидродвигатель может выйти из строя. Поэтому высокомоментный гидродвигатель необходимо проверять на максимально допустимую частоту вращения, и, если текущая частота вращения $n_{д\max} > [n_{д\max}]$, следует устанавливать устройство для отключения гидродвигателя от колеса.

При определении основных параметров гидропривода с аксиально-поршневыми гидродвигателями учитывается наличие между гидродвигателем и колесом колесного редуктора с передаточным числом $U_{к.р}$.

Расчетная схема такого гидромотор-колеса приведена на рисунке 6б. Как правило, устанавливаются редукторы планетарного типа, обеспечивающие большое значение $U_{к.р}$ при малых габаритных нагрузках и нагрузках в зубчатых зацеплениях.

По аналогии с рассмотренным случаем, передаточное число колесного редуктора определяем из условия кинематического согласования при движении СТТМ с наибольшей скоростью на второй передаче в коробке передач и первой передаче в раздаточной коробке: $v_2 = v_1 = v_{п2}$. Используя зависимости для определения этих значений скорости движения и преобразовав их, получим $U_{к.р} = ([n_{д\max}] r_{к.п} / n_{дв} r_{к.т}) U_{т2}$. Здесь $[n_{д\max}]$ – максимально допустимая частота вращения вала гидродвигателя под нагрузкой (указывается в технической характеристике).

Удельная подача q_d аксиально-поршневого гидродвигателя определяется по аналогии с расчетом q_d для высокомоментного гидродвигателя, но с учетом передаточного числа колесного редуктора.

$$Q_d = G_k \varphi_{расч} r_{к.п} / (k P_{д\max} U_{к.р}).$$

Давлением $p_{д\max}$ задаемся с учетом конструктивного исполнения гидродвигателя.

$$Q_{д\max} = q_d n_{д\max}.$$

Максимальная подача гидронасоса, обеспечивающего работу нескольких одинаковых гидродвигателей, равна:

$$Q_{н\max} = Q_{д\max} Z / \eta_0,$$

где: Z – число гидродвигателей; η_0 – объемный КПД гидронасоса и гидродвигателей.

Затем проверяют гидродвигатели на минимально устойчивую частоту вращения вала под нагрузкой; она не должна превышать $100 \dots 150 \text{ мин}^{-1}$ при движении СТС на первой передаче в коробке передач и низшей передаче в раздаточной коробке при условии $v_1 = v_{т1} = v_{п1}$.

После преобразования известных выражений для $v_{т1}$ и $v_{п1}$ получим:

$$n_{д\min} = (n_{д.м} r_{к.т} U_{к.р}) / (r_{к.п} U_{т1}),$$

где: $n_{д.м}$ – частота вращения коленчатого вала основного двигателя в режиме максимального крутящего момента.

Данные выполненных расчетов позволяют построить тяговую характеристику СТТМ и на основе ее анализа внести необходимые поправки в параметры гидропривода.

Гидромотор-колеса могут быть с высокомоментными или аксиально-поршневыми двигателями, например, в зависимости от компоновочных решений.

В системе гидропривода с гидромотор-колесами количество гидродвигателей и гидронасосов неодинаково, и их параметры, как правило, не совпадают. Один гидронасос обслу-

живает несколько гидродвигателей.

Применяются два типа гидродвигателей: высокомоментные (радиально-поршневые) и высокооборотные (аксиально-поршневые).

Достоинствами высокомоментных гидродвигателей являются возможность передачи больших крутящих моментов и устойчивая работа под нагрузкой при малой частоте вращения ($7 \dots 10 \text{ мин}^{-1}$). В связи с этим упрощается конструкция мотор-колеса, так как исключается необходимость в колесном редукторе. Еще одним важным достоинством этих гидродвигателей является размещение поршней в статоре, в результате чего на поршни не действуют центробежные силы, а при отсутствии давления жидкости легко исключить касание роликов к профильной поверхности ротора и обеспечить свободное вращение колеса с любой скоростью (при неподвижных поршнях гидромотора).

Высокооборотные гидродвигатели имеют меньший диаметр, чем высокомоментные, поэтому при малом диаметре ступицы колеса или по другим причинам, исключающим применение высокомоментных гидромоторов, используются аксиально-поршневые. По сравнению с высокомоментными, аксиально-поршневые гидродвигатели передают меньшие крутящие моменты и работают под нагрузкой с минимально устойчивой частотой вращения в пределах $100 \dots 150 \text{ мин}^{-1}$, что требует установки между гидродвигателем и колесом понижающего редуктора.

Для уточнения зависимостей между силовыми и кинематическими параметрами взаимодействия многоколесного движителя СТТМ с ГОТ с различными видами опорной поверхности могут потребоваться дополнительные исследования, в частности по определению тяговых, тормозных, маневренных свойств.

Работа выполнена при финансовой поддержке Минобрнауки РФ в рамках договора №9905/17/07-к-12 между ОАО «КАМАЗ» и МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Литература

1. Белоусов Б.Н., Шухман С.Б. Прикладная теория наземных-транспортных средств с мехатронными системами / Под общ. ред. Б.Н. Белоусова. – М.: Агроконсалт, 2013. – 612 с.
2. Афанасьев Б.А., Белоусов Б.Н., Гладов Г.И. и др. Проектирование полноприводных колесных машин: В 3 т. Т.1 / Под ред. А.А. Полунгяна. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. – 496 с.
3. Гладов Г.И., Петренко А.М. Специальные транспортные средства: Проектирование и конструкции / Под ред. Г.И. Гладова. – М.: ИКЦ: «Академкнига», 2004. – 320 с.
4. Шарипов В.М., Апельинский Д.В., [Арустамов Л.Х.] и др. Тракторы. Конструкция / Под общ. ред. В.М. Шарипова. – М.: Машиностроение, 2012. – 790 с.
5. Шарипов В.М. Конструирование и расчет тракторов. – М.: Машиностроение, 2009. 752 с.
6. [Кожевников В.С.], Маринкин А.П., Серебряков В.В. и др. Выбор и определение параметров гидромеханических передач / Под общ. ред. В.М. Шарипова. – М.: Университет машиностроения, 2012. – 66 с.
7. Шарипов В.М. Проектирование механических, гидромеханических и гидрообъемных передач тракторов. – М.: МГТУ «МАМИ», 2002. – 300 с.
8. Городецкий К.И., Крумбольдт Л.Н., Щельцын Н.А. Конструирование и расчет составных частей объемного гидропривода / Под ред. В.М. Шарипова. – М.: МАМИ, 1994. – 139 с.

Исследование разгона автомобиля КАМАЗ-4308 с однопоточной и двухпоточной муфтами сцепления в трансмиссии

Горбатовский А.В., д.т.н. проф. Котиев Г.О., Чулюкин А.О.
МГТУ им. Н.Э. Баумана,
chulukin@rambler.ru

Аннотация. В статье представлено описание математических моделей автомобиля с однопоточной и двухпоточной муфтами сцепления, которые позволяют ис-