

Единый алгоритм управления крутящими моментами, подводимыми к колесам полноприводных автомобилей

д.т.н. с.н.с. Плиев И.А., д.т.н. Сайкин А.М., Архипов А.В., к.т.н. доц. Ахмедов А.А.
ФГУП «НАМИ», Университет машиностроения
pliev@mail.ru, akhm@mami.ru

Аннотация. Представлен единый алгоритм управления крутящими моментами, подводимыми к колесам полноприводных автомобилей с «интеллектуальной» трансмиссией. Алгоритм обеспечивает определение крутящего, подводимого к каждому колесу многоосного автомобиля с наименьшими потерями мощности с учетом дорожных условий: твердое покрытие или деформируемый грунт. Результаты вычислений подтверждены экспериментальными исследованиями.

Ключевые слова: многоосное колесное транспортное средство, полноприводный автомобиль, алгоритм управления крутящим моментом, дорожные условия.

Одним из направлений кардинального повышения технического уровня многоосных полноприводных транспортных средств, эксплуатация которых предполагается в сложных дорожных условиях, является разработка так называемых «интеллектуальных трансмиссий», приспособленных к оптимальному автоматическому управлению их функциями и позволяющих осуществлять в процессе движения автомобиля бесступенчатое индивидуальное распределение мощности между колесами в соответствии с текущими характеристиками взаимодействия «колесо-грунт». Этому направлению в последнее время уделяют внимание ведущие мировые автопроизводители и исследовательские центры.

На полноприводных автомобилях необходимо обеспечить такой алгоритм распределения мощностей (моментов) по осям или колесам, который позволил бы двигаться в оптимальном режиме на различных дорогах и бездорожье, обеспечивая, по желанию водителя, или минимальные затраты мощности на передвижение, или наилучшую проходимость при данной полной массе АТС, данному распределению масс по осям автомобиля, типу шин, давлению воздуха в шинах и т.д. Затраты мощности на передвижение связаны, прежде всего, с преодолением сопротивления движению, а проходимость связана со сцепными свойствами под колесами автомобилей. Сложность создания алгоритма при движении по деформируемым грунтам усугубляется изменением физических свойств грунта под впереди идущими колесами.

Прежде чем переходить к алгоритму, рассмотрим некоторые базовые положения теории качения эластичного колеса. На рисунке 1 показаны режимы качения эластичного колеса по твердой опорной поверхности с учетом сил от суммирования касательных напряжений под воздействием вертикальной нагрузки.

При этом использованы следующие обозначения:

$P_{зк}$ – вертикальная нагрузка на колесо;

$R_{зк}$ – вертикальная реакция на колесо со стороны опорной поверхности;

M_k – крутящий момент, приложенный к колесу;

$P_{хк}$ – продольная сила, приложенная к оси колеса;

$R_{хк}$ – продольная сила в контакте колеса с опорной поверхностью (в зависимости от знака – сила сопротивления или сила тяги);

ω_k – угловая скорость качения колеса;

$r_{ко}$ – радиус качения колеса в ведомом режиме;

$r_{кс}$ – радиус качения колеса в свободном режиме.

На рисунке 1 показан также график изменения продольной силы, приложенной к оси колеса, в функции от крутящего момента $P_{хк} = f(M_k)$. В отличие от принятых представлений на участках тормозного, ведомого и нейтрального режимов сила $P_{хк}$ положительна, так как она способствует качению колеса вперед. На участке ведущего режима она отрицательна, так как препятствует движению колеса. При свободном режиме она равна 0.

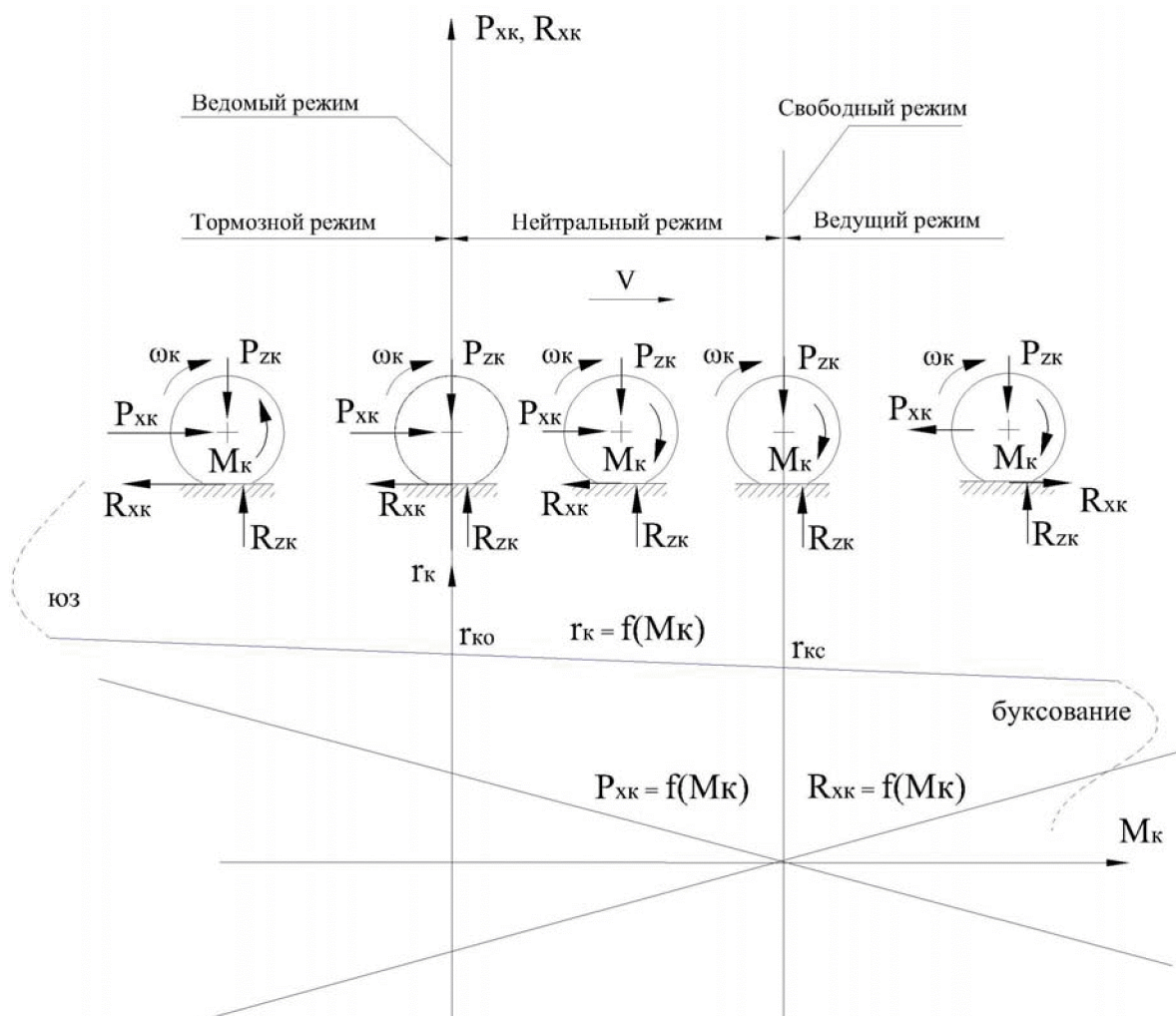


Рисунок 1 – Режимы качения эластичного колеса по твердой опорной поверхности

Аналогично для продольной силы, действующей в контакте колеса с опорной поверхностью $R_{xk} = f(M_k)$: если она способствует движению колеса вперед, то она положительна (ведущий режим), если препятствует, то отрицательна (тормозной, ведомый и нейтральный режимы).

Такая интерпретация изменения знака силы, действующей на оси колеса, представляется более логичной по сравнению с классическим представлением [3, 4].

На рисунке 2 показаны режимы качения эластичного колеса по деформируемой опорной поверхности. При этом использованы те же обозначения, что и при рассмотрении качения колеса по твердой опорной поверхности, только добавлена сила R_{fk} – сила сопротивления качению колеса.

Тормозной режим характерен крутящим (тормозным) моментом M_T , направленным в сторону, противоположную вращению колеса, при этом к оси колеса приложена значительная сила P_{xk} , вызванная инерцией замедления.

Ведомый режим характеризуется отсутствием крутящего момента, движение колеса осуществляется только за счет действия силы P_{xk} , приложенной к оси колеса и направленной в сторону движения. На криволинейной части контакта к колесу приложена сила сопротивления качению колеса R_{fk} , в опорной части колеса действует продольная сила R_{xk} , вызванная скольжением колеса по ходу движения и тоже представляющая силу сопротивления качению.

Подвод крутящего момента M_k при наличии силы, приложенной к оси колеса P_{xk} – нейтральный режим, сначала вызывает уменьшение продольной силы R_{xk} , действующей в опорной части колеса, с последующим переходом через «0» и сменой знака на противоположный – появлением силы тяги. Сила P_{xk} , прилагаемая к оси колеса, постепенно уменьшается, так

как необходимая для движения сила обеспечивается силой тяги $R_{\text{хк}}$ в контакте колеса с грунтом.

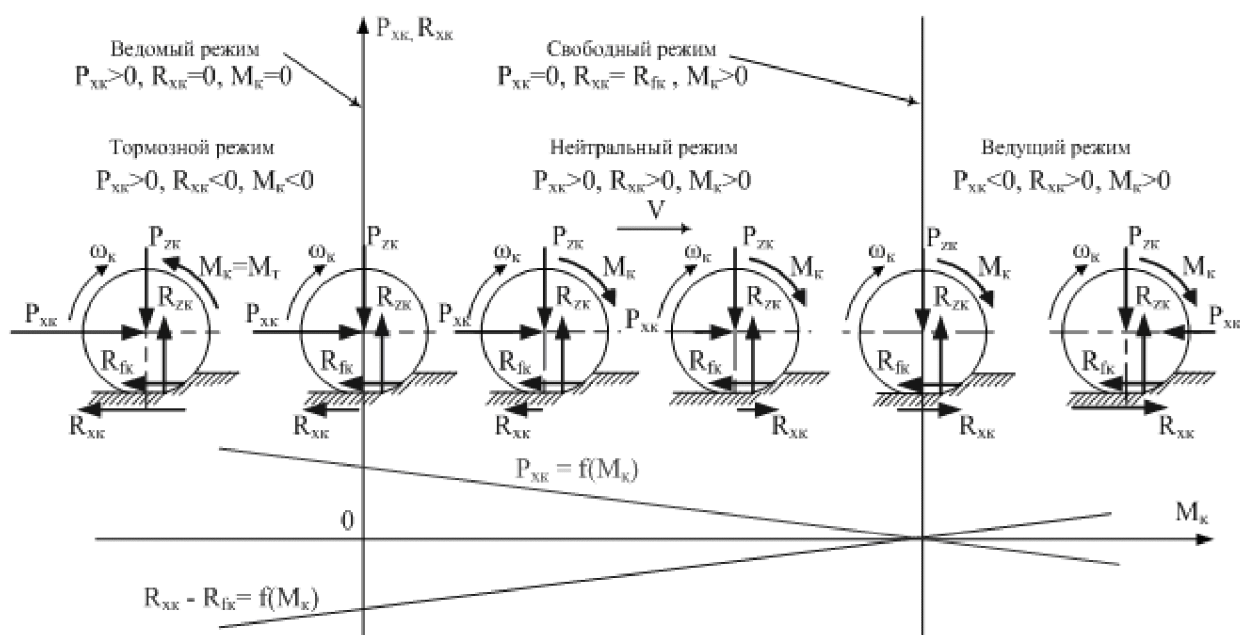


Рисунок 2 – Режимы качения эластичного колеса по деформируемой опорной поверхности

Свободный режим, при котором продольная сила, прилагаемая к оси колеса, отсутствует, связан в то же время с равенством силы тяги и силы сопротивления качению $R_{\text{хк}} = R_{\text{фк}}$. В этом принципиальное отличие предлагаемого подхода от ряда математических моделей, в которых движение колеса по деформируемой опорной поверхности в свободном режиме происходит при отсутствии сил, действующих в контакте колеса с грунтом, и подводимый крутящий момент направлен только на преодоление момента сопротивления качению, вызванному смещением вперед вертикальной реакции, приложенной к колесу. При новом подходе вытекает следующее следствие: свободный режим качения колеса по деформируемому грунту может сопровождаться значительным буксованием, которое определяется необходимостью создания силы тяги, способной преодолеть силу сопротивления качению, в том числе значительную, например, на вспаханном поле.

В ведущем режиме сила тяги, возникающая под действием крутящего момента, преодолевает как силу сопротивления качению $R_{\text{фк}}$, так и силу $P_{\text{хк}}$, приложенную к оси колеса и направленную против движения.

На рисунке 2 показан также график изменения продольной силы, приложенной к оси колеса, в функции от крутящего момента $P_{\text{хк}} = f(M_{\text{к}})$. По аналогии с качением колеса по твердой опорной поверхности на участках тормозного, ведомого и нейтрального режимов сила $P_{\text{хк}}$ положительна, так как она способствует качению колеса вперед, а не отрицательна. На участке ведущего режима она отрицательна, так как препятствует движению колеса.

Изменение силы $R_{\text{хк}}$, действующей в опорной части колеса, в функции от крутящего момента $R_{\text{хк}} = f(M_{\text{к}})$, показывает, что на этапе нейтрального режима при определенных условиях сила меняет знак, проходя через «0», то есть сила тяги при качении колеса по деформируемому грунту равна нулю не в свободном режиме, а в нейтральном режиме при определенных значениях подводимого крутящего момента и силы, действующей на оси. Буксование колеса в этом случае равно нулю. При этом к колесу приложена сила сопротивления качению $R_{\text{фк}}$. Найти эту стадию нейтрального режима, когда $R_{\text{хк}} = 0$ и использовать ее для последующих расчетов представляется весьма сложной задачей. К тому же стремиться к обеспечению этого режима нет особого смысла. Если колеса одной оси, например, двухосного полноприводного автомобиля, находятся на этой стадии, то колеса другой оси автомобиля должны двигаться в ведущем режиме даже при отсутствии силы тяги на крюке. То есть пол-

ноприводный автомобиль по своим свойствам приближается к неполноприводному автомобилю с ухудшением своей проходимости. Для практических расчетов будет использован свободный режим качения колеса, когда каждое колесо автомобиля движется самостоятельно, не получая дополнительной мощности от других колес и не отдавая ее другим колесам.

С учетом вышеприведенных положений был отработан алгоритм управления подводом крутящих моментов (мощностей) к колесам полноприводных автомобилей. Для реализации данного алгоритма необходимо применение бесступенчатых электрических или гидрообъемных трансмиссий с возможностью индивидуального подвода мощности к каждому колесу.

Условие движения колеса с минимальными затратами мощности осуществляется в свободном режиме при отсутствии сил, приложенных к его оси [4]. После ряда преобразований исходных формул, рассматривая движение автомобиля по деформируемой опорной поверхности как более общий случай движения, можно записать:

$$\frac{M_{ki}}{\sum_{i=1}^{2n} M_{ki}} = \frac{(f_{гpi} + f_{gi}) \cdot G_{ki}}{\sum_{i=1}^{2n} (f_{гpi} + f_{gi}) \cdot G_{ki}}, \quad (1)$$

или в других обозначениях:

$$\frac{M_{ki}}{M_a} = \frac{f_{ki} \cdot G_{ki}}{f_a \cdot G_a}, \quad (2)$$

где: M_{ki} - крутящий момент, подведенный к отдельному колесу;

$M_a = \sum_{i=1}^{2n} M_{ki}$ - крутящий момент, подведенный ко всем колесам автомобиля;

$f_{ki} = f_{гpi} + f_{gi}$ - коэффициент сопротивления качению колеса в общем случае;

$f_{гpi}$ - коэффициент сопротивления качению, связанный с деформацией грунта;

f_{gi} - коэффициент сопротивления качению, связанный с гистерезисными потерями;

f_a - коэффициент сопротивления движению всего автомобиля;

$G_{ki} = R_{zi}$ - нагрузка под каждым колесом;

G_a - сила тяжести всего автомобиля.

При качении колеса по твердой опорной поверхности составляющая $f_{гpi}$ в коэффициенте сопротивления качению колеса исчезает.

Таким образом, для обеспечения минимальных затрат мощности на движение необходимо, чтобы отношения моментов на каждом колесе были пропорциональны отношениям сил сопротивления движению.

Следует иметь в виду, что нагрузки по осям (колесам) должны определяться в движении, а не в статике. Дело в том, что действующие на мосты реактивные моменты, сила аэродинамического сопротивления, сила тяги на крюке, скатывающая сила при движении в гору изменяют перераспределение нагрузок по осям, увеличивая нагрузки задних осей. Соответственно, к этим осям (колесам) должен подводится больший крутящий момент.

Как показали проведенные исследования на испытательном стенде, действие вышеперечисленных сил не оказывает влияния на зависимости (1) и (2). В этом случае колеса движутся не в свободном, а в ведущем режиме, однако только соблюдение указанных зависимостей позволяет рассчитывать на оптимальный режим движения с точки зрения затрат мощности. То есть каждое колесо «самодостаточно» и несет «свою» часть горизонтальной силы, приложенной к оси, не отдавая мощность другим колесам и не получая ее от других колес в виде дополнительной осевой силы. Этот режим можно назвать «ведущий оптимальный».

Рассмотрим режим качения колеса с точки зрения обеспечения максимальной проходимости. Сила, действующая в контакте колеса, не должна превышать силу тяги по сцепле-

нию:

$$R_{\text{хкi}} \leq G_{\text{кi}} \cdot \varphi_{\text{кi}}, \quad (3)$$

где: $\varphi_{\text{кi}}$ – максимальный коэффициент сцепления данной шины с данным грунтом.

Величина коэффициента сцепления зависит от многих факторов, в том числе от нагрузки на колесо, рисунка протектора, давление воздуха в шине, характеристик грунта, скорости движения и т.д.

По аналогии с формулами, приведенными выше, можно записать условие обеспечения движения с максимальными сцепными свойствами:

$$\frac{M_{\text{кi}}}{M_{\text{a}}} = \frac{\varphi_{\text{кi}} \cdot G_{\text{кi}}}{\varphi_{\text{a}} \cdot G_{\text{a}}}, \quad (4)$$

где: φ_{a} – максимальный коэффициент сцепления автомобиля, определяется из формулы:

$$\varphi_{\text{a}} \cdot G_{\text{a}} = \sum_{i=1}^{2n} (\varphi_{\text{кi}} \cdot G_{\text{кi}}). \quad (5)$$

То есть для обеспечения максимальной проходимости конкретного полноприводного автомобиля необходимо, чтобы крутящие моменты были пропорциональны максимальным силам тяги по сцеплению. Однако прогнозирование максимального коэффициента сцепления и максимально возможной силы тяги под колесом автомобиля представляет собой чрезвычайно сложную техническую задачу, поэтому предлагается начинать перераспределение моментов по колесам автомобиля при начале критического буксования хотя бы одного из колес. Под критическим буксованием понимается дальнейшее буксование колеса после достижения максимального коэффициента сцепления. Учитывая значительное количество колес у полноприводного автомобиля, его проходимость в этом случае, как правило, не теряется.

На рисунке 3 показан алгоритм управления подводом крутящих моментов (мощности) к колесам полноприводного автомобиля.

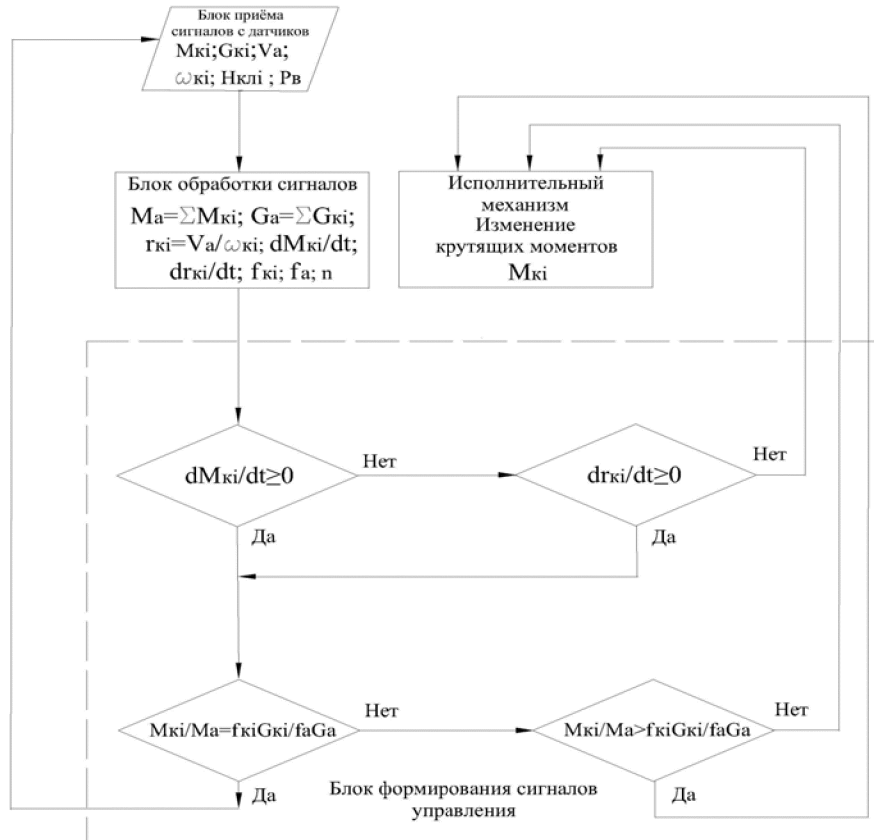


Рисунок 3 – Алгоритм управления крутящими моментами при движении полноприводного автомобиля по твердой и деформируемой опорной поверхности в общем случае

При движении полноприводного автомобиля по твердой опорной поверхности непрерывно с помощью датчиков контролируются следующие параметры: скорость движения V_a , крутящие моменты на колесах M_{ki} , нагрузки под колесами G_{ki} , угловые скорости вращения колес ω_{ki} , давление воздуха в шинах P_v , которые попадают в блок управления в блок приема сигналов с датчиков. При движении по деформируемой опорной поверхности дополнительно контролируется глубина колеи $H_{кли}$.

В блоке обработки сигналов рассчитываются: $M_a = \sum_{i=1}^{2n} M_{ki}$ – суммарный крутящий момент, подведенный ко всем колесам автомобиля; $G_a = \sum_{i=1}^{2n} G_{ki}$ – сила тяжести всего автомобиля; $r_{ki} = V_a / \omega_{ki}$ – радиус качения i -ого колеса; dM_{ki}/dt – изменение крутящего момента во времени; dr_{ki}/dt – изменение радиуса качения колеса во времени; f_{ki} – коэффициент сопротивления качению колеса; f_a – коэффициент сопротивления качению всего автомобиля. При этом f_{ki} и f_a рассчитываются по теоретическим зависимостям [2]. Некоторое количественное расхождение теоретических значений от действительных не окажет принципиального влияния на перераспределение крутящих моментов.

Движение с минимальными затратами мощности можно осуществлять только при наличии достаточных сцепных свойств под каждым колесом, поэтому постоянно идет проверка изменения крутящих моментов и радиусов качения колес во времени. Это особенно важно при движении по твердой скользкой опорной поверхности в условиях дождя, гололеда, снега, при движении по деформируемым грунтам. Если $dM_{ki}/dt \geq 0$, то трансмиссия отрабатывает в нормальном режиме. В случае если $dM_{ki}/dt < 0$, то проверяется изменение радиуса качения колеса: не возникло ли критическое буксование колеса. Если $dr_{ki}/dt < 0$, то началось критическое буксование колеса, когда сила тяги на колесе при увеличении буксования не растет, а падает. В этом случае надо переходить на алгоритм реализации максимальных сцепных свойств – перераспределять крутящий момент на другое колесо.

Если началось критическое буксование колес одной оси одновременно, то необходимо перераспределить крутящие моменты по осям (больше на оси с высокими сцепными свойствами).

Если $dr_{ki}/dt \geq 0$, то уменьшение крутящего момента связано не с ухудшением сцепных свойств, а с другими причинами, (например, с уменьшением подачи топлива) и система отрабатывает нормально.

Далее в блоке формирования сигналов управления проверяется отношение (2). Если равенство соблюдается с допуском $\pm 5\%$ (при движении по твердой опорной поверхности $\pm 3\%$), то система обеспечивает движение полноприводного автомобиля с затратами мощности, близким к минимальным. Отклонение от этого соотношения в ту или иную сторону приводит к подаче сигнала на исполнительный механизм для изменения крутящих моментов и восстановления требуемого соотношения.

Как уже было сказано, экспериментальные исследования показали, что при появлении силы тяги на крюке или силы аэродинамического сопротивления отношения моментов на колесе к общему моменту на всех колесах автомобиля по прежнему должны соответствовать отношению сил сопротивления движению колеса и всего автомобиля для обеспечения минимальных затрат мощности на движение. Но при этом следует учесть, что увеличение крутящих моментов и появление горизонтальных сил приведет к перераспределению нормальных реакций под колесами, что будет зафиксировано датчиками.

При выводе формул (1), (2) использовалась только одна составляющая мощностного баланса, связанная с внешним сопротивлением качению колеса, однако можно утверждать, что при реализации свободного режима качения (или ведущего оптимального) суммарные затраты мощности, связанные с буксованием колес, также близки к минимальным.

Алгоритм усовершенствован за счет введения коэффициента поправки, учитывающего силовое воздействие со стороны микропрофиля дорожной поверхности. Данный коэффици-

ент представлен рабочей характеристикой в виде функции от параметра микропрофиля, в качестве которого могут выступать дисперсии ординат микропрофиля дороги или вертикального ускорения центра масс автомобиля. Параметры, описывающие рабочую характеристику коэффициента поправки, найдены согласно методике оптимизации с регулируемыми параметрами [5].

Предложенный единый алгоритм управления крутящими моментами, подводимыми к колесам полноприводных автомобилей, требует для своей реализации значительного количества различных датчиков, однако современный уровень развития электронных элементов, их надежность и универсальность позволяет рассчитывать на их использование уже сегодня.

Поисковые исследования в данной области проведены по теме «Проведение проблемно-ориентированных исследований по разработке алгоритма управления мощностями, подводимыми к колесам полноприводных автотранспортных средств, в зависимости от условий движения» в рамках федеральной целевой программы «Научные и научно – педагогические кадры инновационной России» на 2009 – 2013 годы.

Выводы

Единый алгоритм управления крутящими моментами позволяет управлять трансмиссией многосного автомобиля при обеспечении минимальных затрат мощности с сохранением высокой проходимости и управляемости автомобиля в различных дорожных условиях.

Алгоритм разрабатывался с учетом современного уровня развития электронных элементов, их надежности и универсальности. При наличии необходимых датчиков предлагаемый алгоритм может быть реализован в настоящее время с минимальными затратами на существующих автомобилях.

Литература

1. Плиев И.А., Сайкин А.М., Коршунов Г.О., Архипов А.В. Об оптимизации распределения мощности по осям и колесам полноприводных автомобилей в зависимости от дорожных условий // Журнал автомобильных инженеров. – 2011. - №3 (68). – С. 34 – 37.
2. Плиев И.А., Сайкин А.М., Коршунов Г.В., Архипов А.В. Алгоритмы управления мощностями, подводимыми к колесам полноприводных автомобилей // Журнал ААИ. - 2012. - № 3 (74). - С.16-18.
3. Петрушов В.А. и др. Мощностной баланс автомобиля/В.А. Петрушов, В.В. Московкин, А.Н. Евграфов; Под общ. Ред. В.А. Петрушова. – М.: Машиностроение, 1984. – 160 с.
4. Шухман С.Б., Соловьев В.И., Прочко Е.И. Теория силового привода колес автомобилей высокой проходимости. М., Агробизнесцентр, 2007. – 336 с.
5. Бахмутов С.В., Ахмедов А.А., Орлов А.Б. Методика оптимизации законов регулирования подвески автомобиля с учетом условий эксплуатации. //«Известия МГТУ «МАМИ». Научный рецензируемый журнал. – М., МГТУ «МАМИ», № 1(13) 2012 г., с. 16-23.

Методы получения и спектральный анализ вибрационных характеристик искусственных треков

к.т.н. доц. Подрубалов В.К., Подрубалов М.В.

Университет машиностроения
8(495)965-9129, podrubalov@bk.ru

Аннотация. В статье рассмотрены результаты расчетов характеристик кинематических возбуждений от профилей искусственных треков, которые должны применяться при оценке вибрации машин на соответствие стандартам. Показаны основные свойства этих треков. Выбраны наиболее представительные треки для осуществления расчетных и натурных экспериментов по совершенствованию систем виброзащиты.

Ключевые слова: вибрация, искусственный трек, возбуждение, спектральная плотность, диапазон частот, вибрационная характеристика

Вибрация тракторов и самоходных машин, обусловленная кинематическим воздействи-