

СИНТЕЗ ЗАКОНОМЕРНОСТЕЙ УПРАВЛЕНИЯ БЛОКИРУЮЩИМИ СВОЙСТВАМИ ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫХ МЕХАНИЗМОВ ТРАНСМИССИИ

А. В. Попов¹, С. В. Ушнурцев², А. В. Келлер^{3,4}

¹ Государственный научный центр РФ ФГУП «НАМИ»,
Россия, 125438, г. Москва, ул. Автомоторная, д. 2

² Омский автобронетанковый инженерный институт,
Россия, 644098, г. Омск, п. Черёмушки, 14 военный городок

³ Центр социологических исследований,
Россия, 123104, г. Москва, ул. Тверской бульвар, д. 13, стр. 1

⁴ Московский политехнический университет,
Россия, 107023, г. Москва, ул. Большая Семёновская, д. 38

При анализе условий эксплуатации полноприводных автомобилей становится очевидным, что они сталкиваются с непрерывными и значительно изменяющимися нагрузками на ведущие колеса, а также различными уровнями сопротивления движению и сцепления с дорогой. Исследования показывают, что существует определенная зона минимальных потерь мощности, которая соответствует определенному распределению мощностей между ведущими мостами полноприводного грузового автомобиля. Исходя из этого, степень блокировки межосевых, межтележечных и межколесных связей должна автоматически регулироваться в зависимости от условий движения, чтобы обеспечить автомобилю максимальную тягу при минимальном сопротивлении качению. Однако для достижения оптимальной производительности и эффективности, необходимо учитывать множество факторов, таких как состояние опорного основания, характеристики автомобиля, управления тягой и устойчивостью и др. В связи с чем целью настоящей работы является обоснование синтеза закономерностей управления блокирующими свойствами дифференциальных механизмов трансмиссии для обеспечения максимально эффективной силы тяги и минимального сопротивления качению, что, в свою очередь, обеспечит полноприводным автомобилям полную реализацию заложенного потенциала в различных условиях эксплуатации. При этом в работе, рассматривается случай постоянного движения всех ведущих колес по опорной поверхности без учета отрыва (вывешивания) одного из мостов задней тележки.

Ключевые слова: полноприводный автомобиль, трансмиссия, дифференциальный механизм, блокировка, ведущие колеса, проходимость.

Введение

Анализ условий эксплуатации полноприводных автомобилей, позволяет сделать вывод, что для них характерен непрерывно и значительно меняющийся разброс значений нагрузок, приходящихся на ведущие колеса, а также разброс сопротивления движению и сцепления колёс с опорной поверхностью. В работах [1–3] доказано, что существует четко выраженная зона минимума потерь мощности, соответствующая определенному распределению мощностей между ведущими мостами полноприводного грузового автомобиля.

В этой связи степень блокировки межосевых, межтележечных и межколесных связей должна автоматически изменяться в зависимости от условий движения, обеспечивая автомобилю максимальный запас сил тяги при минимально возможном сопротивлении качению.

При поиске закономерностей управления блокирующими свойствами дифференциальных механизмов трансмиссии в зависимости от комплекса дорожных, природно-климатических и эксплуатационных факторов представляется необходимым применять метод декомпозиции системы, содержа-

щей три разветвляющие узловые точки, а именно дифференциальные механизмы. Предназначение этих точек разомкнуть, развязать при необходимости замкнутый силовой контур [4]. Для чего, в свою очередь, разобьем систему привода ведущих колес на два участка:

— участок распределения мощности между ведущими мостами полноприводного грузового автомобиля, в котором используются межосевой (в раздаточной коробке) и межтележечный (в проходной главной передаче среднего моста) дифференциалы;

— участок распределения мощности между колесами разных бортов одного моста, в которых используются межколесные дифференциалы.

Теоретическое исследование

Переменные блокирующие свойства дифференциалам можно обеспечить посредством управления моментом трения фрикционных муфт блокировки дифференциалов. В качестве параметра, характеризующего блокирующие свойства дифференциальных механизмов, целесообразно выбрать коэффициент блокировки, равный отношению тормозного момента в дифференциале M_t к моменту M_0 , подво-

димого от двигателя к ведущему валу раздаточной коробки (главной передачи) [5, 6]:

$$K_{\sigma} = \frac{M_t}{M_0} \quad (1)$$

Для поиска закономерностей управления блокирующими свойствами дифференциальных механизмов на первом участке распределения мощности составим уравнения моментов, подводимых к переднему $M_{м1}$ и заднему $M_{м2,3}$ мостам, с учетом передаточного числа межосевого (межтележечного) дифференциала u_{MOA} :

$$M_{м1} = \frac{1}{u_{MOA} + 1} M_0 - K_{\sigma} \cdot M_0, \quad (2)$$

$$M_{м2,3} = \frac{u_{MOA}}{u_{MOA} + 1} M_0 + K_{\sigma} \cdot M_0. \quad (3)$$

Вместе с тем подводимый к ведущим колесам крутящий момент равен моменту сопротивления качению, из чего следует, что коэффициент сопротивления качению выражается соотношением момента, подводимого к колесу, на произведение радиуса колеса, зависящего от давления воздуха в шине, приходящейся на него нагрузки и номера прохода колеса по опорной поверхности, т.е. размещение колеса в колесной формуле.

В ходе обобщения закономерностей (2) и (3) принята общеизвестная описанная зависимость [7], применяемая в практике распределения моментов блокированного дифференциала, с учетом допущения о незначительности потерь, приводящих не к перераспределению моментов между забегающей и отстающей осью, а к их безвозвратной потере части энергии.

В процессе поиска оптимального распределения мощности, переводящего полноприводный грузовой автомобиль с максимальной нагрузкой (грузом, монтируемым оборудованием, буксируемым прицепом и т.д.) из начальной в конечную точку, за минимальное время и с минимально возможным расходом энергии установлено, что крутящий момент, распределяемый между ведущими мостами автомобиля, может быть определен как сумма пропорциональной сцепным возможностям колес ведущего моста доли момента внешних сил сопротивления $M_{\Sigma c}$ (подъёма, разгона, на крюке, сопротивления воздуха) и суммарного момента сопротивления качению колес ведущего моста M_{ici} :

$$M_{mi} = M_{ici} + k_{ni} M_{\Sigma c} \quad (4)$$

где k_{ni} — доля момента внешних сил сопротивления $M_{\Sigma c}$.

Сопротивление качению колеса зависит от свойств опорной поверхности, нагрузки на него и номера прохода колеса по грунту (для деформируемой опорной поверхности). Оно может быть найдено при помощи следующих выражений:

для твердой опорной поверхности [8]:

$$M_{ici} = \frac{\alpha + \beta \left(\frac{R_{zi}}{2} \right)^2}{1 + p_w} \cdot R_{zi} \cdot r_{ki}, \quad (5)$$

где α и β — постоянные для шин одной модели коэффициенты;

для деформируемого грунта [8]:

$$M_{icvi} = \frac{(2R_{zi}^2)^{\frac{\mu+1}{2\mu+1}} \left(1 - \frac{2}{3}\mu + \frac{1}{6}\mu^2 \right)}{r_{kci}^{\frac{\mu+1}{2\mu+1}} (c_i B)^{\frac{1}{2\mu+1}} \left(2 - \frac{13}{15}\mu + \frac{1}{5}\mu^2 \right)}, \quad (6)$$

где μ — показатель степени, характеризующий закон изменения сопротивления по глубине вдавливания;

B — ширина профиля шины.

c_i — удельное сопротивление грунта вдавливания штампа при текущем проходе колеса, для переднего колеса $c_1 = c_0$ — для последующих;

$$c_i = c_{i-1} \cdot H_{i-1}^{\mu}, \quad (7)$$

H_i — приращение глубины колеи:

$$H_i = \left(\frac{2R_{zi}}{c_i B \sqrt{2r_{kci}} \left(2 - \frac{13}{15}\mu + \frac{1}{5}\mu^2 \right)} \right)^{\frac{1}{\mu+0.5}}. \quad (8)$$

Долю момента внешних сил сопротивления k_{ni} можно найти, приняв, что минимальные потери мощности обеспечиваются при равенстве буксовых δ колес ведущего моста [9, 10]. При этом, исходя из известной зависимости радиуса качения колеса от передаваемого им крутящего момента M_{kpi} , буксование δ может быть найдено по следующей зависимости:

$$\delta = \frac{\lambda_i \cdot M_{kpi}}{r_{koi}}, \quad (9)$$

где r_{koi} — радиус качения колеса в свободном режиме; λ_i — коэффициент тангенциальной эластичности колеса.

Тангенциальную эластичность шины, которая определяет зависимость радиуса качения колеса от передаваемого крутящего момента, в функции от условий движения, нагрузки на колесо и номера его прохода по грунту (для деформируемой опорной поверхности), можно найти согласно следующим зависимостям:

а) для твердой дороги [11]:

$$\lambda_i = \lambda^* \frac{R_z^*}{R_{zi}}, \quad (10)$$

где λ^* и R_z^* — константы для данной шины [12];

б) для деформируемого грунта [9]:

$$\lambda_i = \lambda_{i-1} \left(\frac{R_{zi-1} A_i^{\mu}}{R_{zi}} \right)^{-\frac{1}{\mu+0.5}} \quad (11)$$

где A_i — коэффициент уплотнения грунта, численно равный приращению глубины колеи [9, 13].

Стоит отметить, что для условий непрерывно и значительно меняющихся значений нагрузок, приходящихся на ведущие колеса, а также при деформации профиля колеса до 40 %, в случаях движения по опорным поверхностям со слабой несущей способностью, радиус может меняться примерно на 20 %.

Приняв ограничение, что радиусы качения всех колес в свободном режиме одинаковы, полу-

чим условие равенства буксований всех ведущих колес:

$$\lambda_1 M_{m1} = \lambda_2 M_{m2} = \lambda_3 M_{m3} = \dots = \lambda_n M_{mn} \quad (12)$$

где M_i — крутящий момент, подводимый к ведущему колесу и формирующий на нем силу тяги, обеспечивающую преодоление внешних сил сопротивления движению автомобиля:

$$M_1 + M_2 + M_3 + \dots + M_N = M_{AB} - \sum_{i=1}^n M_{fci} \quad (13)$$

Выразив крутящие моменты на колесах через M_i , получим:

$$M_i + \frac{\lambda_i}{\lambda_2} M_i + \frac{\lambda_i}{\lambda_3} M_i + \dots + \frac{\lambda_i}{\lambda_n} M_i = M_{AB} - \sum_{i=1}^n M_{fci} \quad (14)$$

Решив данное уравнение через M_i , получим:

$$M_i = \frac{M_{AB} - \sum_{i=1}^n M_{fci}}{\lambda_i \sum_{j=1}^n \frac{1}{\lambda_j}} \quad (15)$$

$$k_{ni} = \lambda_i \sum_{j=1}^n \frac{1}{\lambda_j} \quad (16)$$

Основываясь на зависимости (16), получим:

$$M_{m1} = M_{fc1} + k_{n1} \cdot M_{\Sigma c} \quad (17)$$

$$M_{m2,3} = M_{fc2,3} + (1 - k_{ni}) \cdot M_{\Sigma c} \quad (18)$$

Подставив (17) и (18) в (2) и (3), получим:

$$K_{\sigma} = \frac{0,5 - \frac{\varphi_{\min} R_z \cdot r_k}{M_0} \cdot \frac{\varphi_{\max} R_z \cdot r_k}{M_0} - 0,5}{\pm \sqrt{[\varphi_{\min}(1 - k\delta)R_z + A(1 + C)]^2 - D[A^2 D + 2\varphi_1(1 - k\delta)R_z A - R_z(\varphi_{\max} - \varphi_{\min})]}} \cdot \frac{[\varphi_{\min}(1 - k\delta) + f_0]R_z D}{(M_0 - M_{fM}) \cdot \lambda_{np} - \chi_M} \cdot \frac{1}{2\lambda_{np} \cdot M_0} \quad (23)$$

На основе разработанной математической модели и методики поиска закономерностей распределения мощности посредством управляемого фрикционного дифференциала, а также полученных зависимостей, найдены закономерности изменения коэффициента блокировки межосевого (рис. 1), межтележного (рис. 2) и межколесных (рис. 3) дифференциалов автомобиля КамАЗ-65222 при движении в различных дорожных условиях (табл. 1), включая движение по местности.

Выводы

Анализ данных, представленных в табл. 1 и на рис. 1–3, позволяет сделать следующие выводы:

$$\frac{1}{u_{MOA} + 1} M_0 - K_{\sigma} \cdot M_0 = M_{fc1} + k_{n1} \cdot M_{\Sigma c} \quad (19)$$

$$\frac{u_{MOA}}{u_{MOA} + 1} M_0 + K_{\sigma} \cdot M_0 = M_{fc2,3} + (1 - k_{ni}) \cdot M_{\Sigma c} \quad (20)$$

Решив систему уравнений (19) и (20) относительно K_{σ} , получим зависимость коэффициента блокировки межосевого дифференциала от ключевых факторов, характеризующих условия и режим движения полноприводного грузового автомобиля:

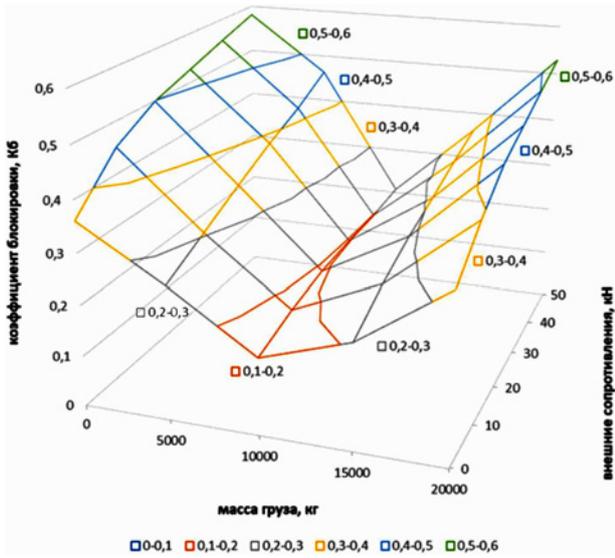
$$K_{\sigma} = \frac{M_{fc2,3} - u_{MOA} \cdot M_{fc1} + \left(1 - \lambda_i \sum_{j=1}^n \frac{1}{\lambda_j}\right) \cdot M_{\Sigma c}}{(u_{MOA} + 1) \cdot (M_{fc1} + M_{fc2,3} + M_{\Sigma c})} \quad (21)$$

В свою очередь, коэффициент блокировки межтележного дифференциала определяется следующей зависимостью:

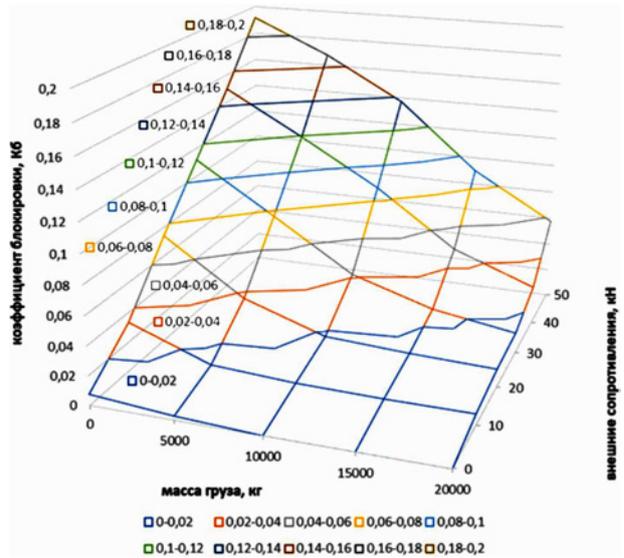
$$K_{\sigma} = \frac{M_{fc3} - u_{MTA} \cdot M_{fc2} + \left(1 - \lambda_i \sum_{j=1}^n \frac{1}{\lambda_j}\right) \cdot M_{\Sigma c}}{(u_{MTA} + 1) \cdot (M_{fc2} + M_{fc3} + M_{\Sigma c})} \quad (22)$$

Влияние степени блокирования межколесных дифференциалов проявляется в условиях различного сцепления ведущих колес одного моста и действия значительных сил внешнего сопротивления (разгон, преодоление подъёма, буксирование прицепа, движение по бездорожью) [14]. В этой ситуации оптимальная степень блокирования межколесного дифференциала должна обеспечить максимальное использование потенциальных свойств соединяемых им ведущих колес, исключив циркуляцию мощности и потерю устойчивости автомобилем:

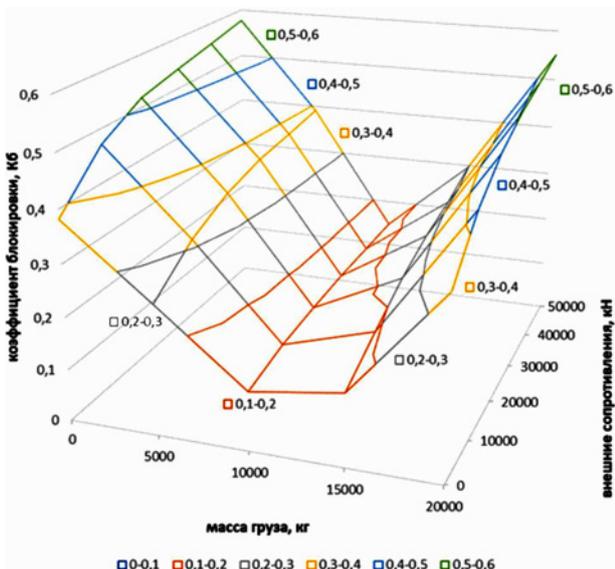
1. Для каждого дорожного условия и нагрузки требуется определенное значение коэффициента блокировки межосевого и межтележного дифференциала. При этом межосевой дифференциал автомобиля КамАЗ-65222 должен обеспечивать переменную степень блокировки в диапазоне 0,10–0,65, а межтележный дифференциал — в диапазоне 0,01–0,20. Это связано с зависимостью оптимального коэффициента блокировки от соотношения масс, приходящихся на соединяемые дифференциалом мосты, а также соотношения параметров опорной поверхности (сопротивления качению, сцепления и тангенциальной эластичности), с которой взаимодействуют колеса соединяемых дифференциалом мостов. Для межосевого дифференциала характерен широкий диапазон соотношений нагрузки



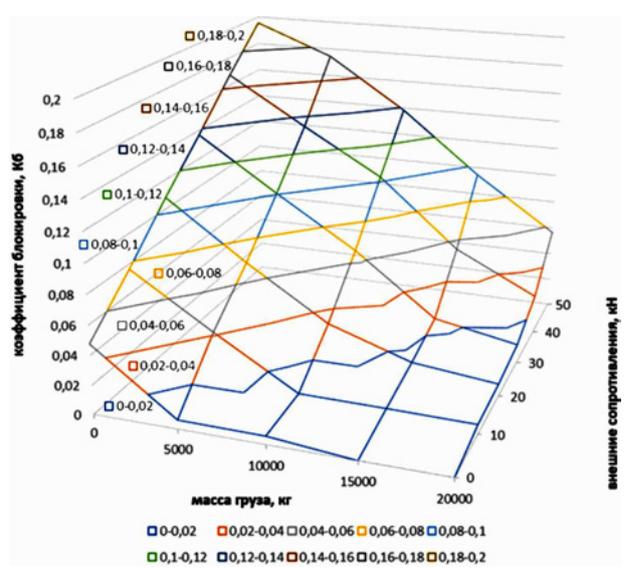
а)



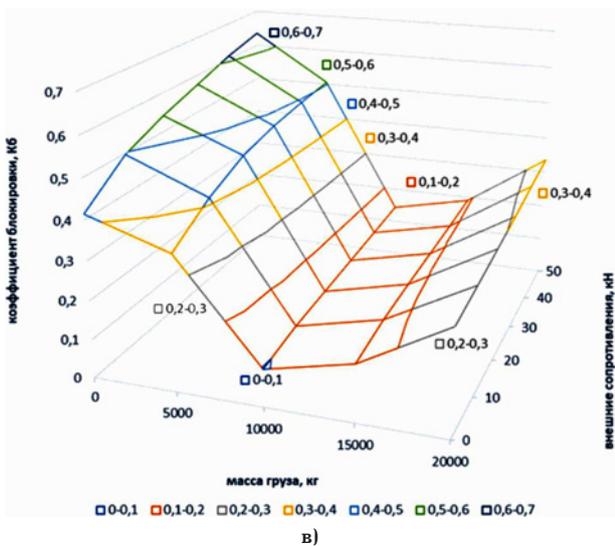
а)



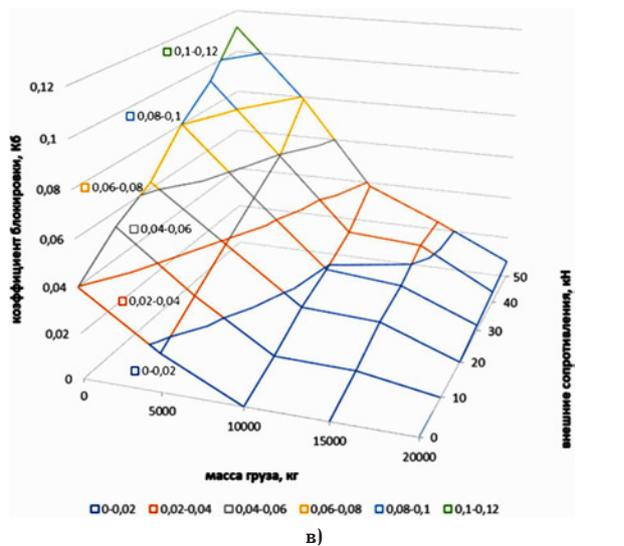
б)



б)



в)



в)

Рис. 1. Зависимость коэффициента блокировки межосевого дифференциала от силы внешних сопротивлений и массы перевозимого груза при движении в различных дорожных условиях: а) суглинок; б) мокрый суглинок; в) сухой песок
 Fig. 1. Dependence of the locking coefficient of the center differential on the strength of external resistances and the weight of the transported cargo when driving in various road conditions: a) loam; b) wet loam; c) dry sand

Рис. 2. Зависимость коэффициента блокировки межтележечного дифференциала от силы внешних сопротивлений и массы перевозимого груза при движении в различных дорожных условиях: а) суглинок; б) мокрый суглинок; в) сухой песок
 Fig. 2. Dependence of the locking coefficient of the interbody differential on the strength of external resistances and the weight of the transported cargo when driving in various road conditions: a) loam; b) wet loam; c) dry sand

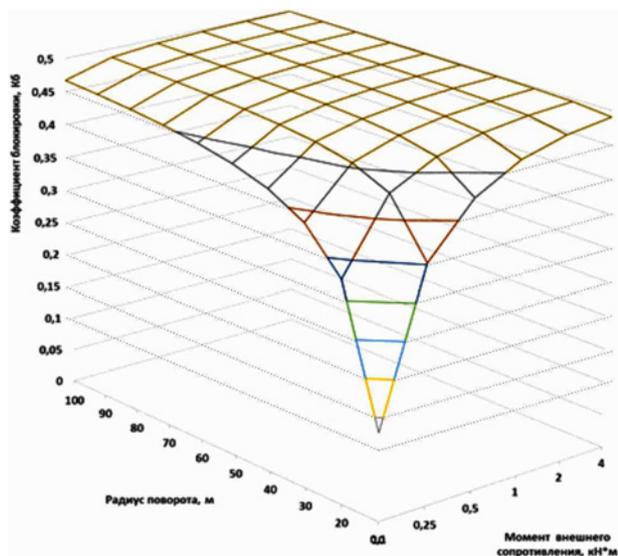
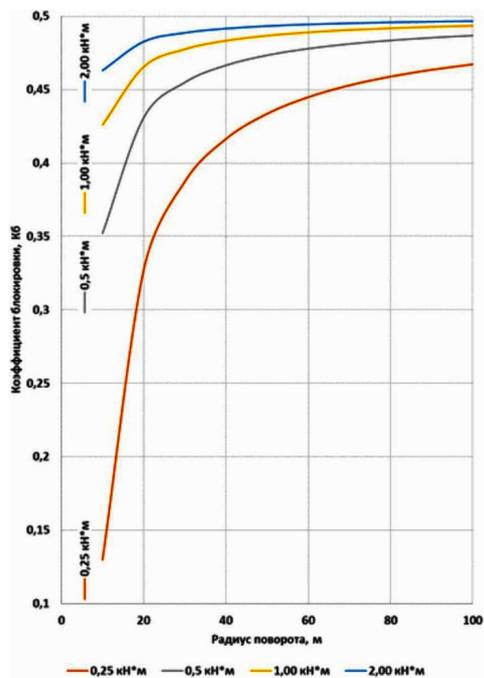


Рис. 3. Зависимость коэффициента блокировки межколесного дифференциала радиуса поворота и внешних сопротивлений
 Fig. 3. Dependence of the locking coefficient of the inter-wheel differential of the turning radius and external resistances

зок между передним мостом и мостами задней тележки (в зависимости от массы перевозимого груза доля приходящейся на передний мост нагрузки изменяется от 0,44 для порожнего автомобиля до 0,20 для полностью груженого транспортного средства) и большое изменение параметров опорной поверхности при последовательном проходе колес (так, сопротивление качению по суглинку уменьшается с 0,103 при первом проходе колеса по грунту до 0,061 — при втором).

2. Для коэффициента блокировки межосевого дифференциала характерно наличие зоны минимума, соответствующей близкому к передаточному отношению межосевого дифференциала соотношения нагрузок на передний мост и мосты задней тележки. Наибольшие значения коэффициента блокировки необходимы у порожнего и полностью груженого автомобиля; это связано с существенной

Таблица 1. Диапазон изменения коэффициентов блокировок межколесного и межтележечного дифференциалов полноприводного грузового автомобиля 6×6
 Table 1. The range of change in the locking coefficients of the inter-wheel and inter-truck differentials of a 6×6 four-wheel drive truck

Дорожные условия	Вероятность дорожных условий p_i	Коэффициент блокировки дифференциала	
		МОД	МТД
Дороги с твердым покрытием	0,20	0,10–0,44	0,10–0,13
Дороги с щебеночным, булыжным или гравийным покрытием	0,30	0,10–0,48	0,10–0,15
Грунтовые дороги:			
удовлетворительного состояния	0,30	0,10–0,50	0,10–0,20
разбитые	0,10	0,10–0,50	0,10–0,20
в период распутицы	0,05	0,20–0,65	0,10–0,20
Бездорожье (местность):	0,05		
задернованный суглинок		0,10–0,55	0,10–0,20
сухая суглинистая пахота		0,15–0,55	0,10–0,20
влажная суглинистая пахота		0,20–0,65	0,10–0,20
сухой песок		0,10–0,63	0,10–0,15

несимметрией вертикальных нагрузок на ведущие мосты. Из-за равномерного распределения массы между мостами тележки межтележечный дифференциал менее чувствителен к массе перевозимого груза, поэтому оптимальная степень его блокировки определяется преимущественно соотношением параметров опорной поверхности при последовательном проходе колес мостов.

3. Увеличение сил внешнего сопротивления (разгону, подъёму, буксированию прицепа) приводит к увеличению оптимального значения коэффициента блокировки межосевого и межтележечного дифференциалов. При этом наиболее значительное изменение степени блокирования дифференциала должно быть достигнуто у порожнего автомобиля. Это связано со значительным несоответствием распределения сцепного веса по ведущим мостам и подводимым к ним крутящим моментом, который определяется передаточным отношением межосевого дифференциала.

4. Степень блокирования межколесного дифференциала должна быть переменной в зависимости от соотношения сцепных свойств соединяемых им ведущих колес, суммарных сил сопротивления движению и радиуса поворота.

В большинстве эксплуатационных условий прямолинейного движения максимальное значение коэффициента блокировки межколесного дифференциала (за исключением случая полного вывешивания ведущего колеса) определяется сцепными свойствами колеса на поверхности с меньшим сцеплением и не превышает 0,5.

При малых силах внешнего сопротивления (менее 5 % от максимально возможных по моменту двигателя) оптимальная степень блокирования межколесного дифференциала уменьшается с уменьшением радиуса поворота, ограничиваясь отсутствием циркуляции мощности. При увеличении радиуса поворота и сил внешних сопротивлений коэффициент блокировки асимптотически приближается к 0,5.

Таким образом, на основании проведенного анализа, с учетом коэффициента полезного действия дифференциалов, целесообразно рекомендовать следующие максимальные значения коэффициентов блокировки полноприводного автомобиля с колесной формулой 6×6:

- межосевого дифференциала — 0,65;
- межтележечного дифференциала — 0,20;
- межколесного дифференциала — 0,50.

Список источников

1. Келлер А. В. Принципы и методы распределения мощности между ведущими колесами автомобильных базовых шасси: моногр. Челябинск, 2009. 217 с. ISBN 978-5-9772-0149-0.
2. Мурог И. А. Научные методы совершенствования трансмиссии и рулевого управления при модернизации автомобилей многоцелевого назначения: автореф. дис. ... д-ра техн. наук. Челябинск, 2013. 32 с.
3. Сиразетдинов Т. К. Методы решения многокритериальных задач синтеза технических систем. Москва: Машиностроение, 1988. 158 с. ISBN 5-217-00105-4.
4. Лефаров А. Х., Высоцкий М. С., Ванцевич В. В. [и др.]. Энергонагруженность и надежность дифференциальных механизмов транспортно-тяговых машин. Минск: Наука і техника, 1991. 239 с. ISBN 5-343-00828-3.
5. Андреев А. Ф., Ванцевич В. В., Лефаров А. Х. Дифференциалы колесных машин. Москва: Машиностроение, 1987. 174 с.
6. Петрушов В. А., Московкин В. В., Евграфов А. Н. Мощностной баланс автомобиля. Москва: Машиностроение, 1984. 159 с.
7. Чистов М. П. Исследование сопротивления качению при движении полноприводного автомобиля по деформируемому грунту: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Москва: Изд-во МВТУ им. Баумана, 1971. 16 с.
8. Шухман С. Б. Обоснование и разработка метода повышения эффективности колесных машин за счет рационального силового привода: автореф. дис. ... д-ра техн. наук. Москва, 2001. 48 с.
9. Шухман С. Б. Теория силового привода колес автомобилей высокой проходимости. Москва: Агробизнесцентр, 2007. 333 с. ISBN 978-5-902792-15-4.
10. Антонов А. С. Комплексные силовые передачи: Теория силового потока и расчет передающих систем. Ленинград: Машиностроение, 1981. 496 с.

11. Dygalo V., Keller A., Shcherbin A. Principles of application of virtual and physical simulation technology in production of digital twin of active vehicle safety systems // Transportation Research Procedia. 2020. Vol. 50. P. 121–129. DOI: 10.1016/j.trpro.2020.10.015. EDN: ZOPJNA.

12. Тарасик В. П. Моделирование экстренного торможения автомобиля на опорной поверхности типа «микст» // Автомобильная промышленность. 2022. № 1 (74). С. 64–75. EDN: YTFIPI.

13. Keller A., Aliukov S. Effectiveness of Methods of Power Distribution in Transmissions of All-Wheel-Drive Trucks // SAE 2015 Commercial Vehicle Engineering Congress. 2015. DOI: 10.4271/2015-01-2732. EDN: WPDDSX.

14. Keller A., Aliukov S., Anchukov V. [et al.]. Investigations of Power Distribution in Transmissions of Heavy Trucks // SAE 2015 Commercial Vehicle Engineering Congress. 2016. DOI: 10.4271/2016-01-1100.

ПОПОВ Андрей Вячеславович, аспирант государственного научного центра РФ ФГУП «НАМИ», г. Москва.

Адрес для переписки: popov.andrey@gmail.com

УШНУРЦЕВ Станислав Владимирович, кандидат технических наук, доцент кафедры эвакуации и вождения Омского автобронетанкового инженерного института, г. Омск.

SPIN-код: 1546-0660

AuthorID (РИНЦ): 697645

ORCID: 0000-0002-9983-4173

Адрес для переписки: stanislavushnurcev@gmail.com

КЕЛЛЕР Андрей Владимирович, доктор технических наук, профессор (Россия), директор Центра социологических исследований; научный руководитель передовой инженерной школы Московского политехнического университета, г. Москва.

SPIN-код: 4622-5727

AuthorID (РИНЦ): 341094

ORCID: 0000-0003-4183-9489

Адрес для переписки: andreikeller@rambler.ru

Для цитирования

Попов А. В., Ушнурцев С. В., Келлер А. В. Синтез закономерностей управления блокирующими свойствами дифференциальных механизмов трансмиссии // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2023. Т. 7, № 3. С. 62–69. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-3-62-69.

Статья поступила в редакцию 14.08.2023 г.

© А. В. Попов, С. В. Ушнурцев, А. В. Келлер

SYNTHESIS OF REGULARITIES OF CONTROL OF BLOCKING PROPERTIES OF DIFFERENTIAL TRANSMISSION MECHANISMS

A. V. Popov¹, S. V. Ushnurtsev², A. V. Keller^{3,4}

¹ The State Scientific Center of the Russian Federation FSUE «NAMI»,
Russia, Moscow, Avtomotornaya str., 2, 125438

² Omsk Tank-Automotive Engineering Institute,
Russia, Omsk, Cheryomushki village, 14 Military town, 644098

³ Center for Sociological Research,
Russia, Moscow, Tverskoy Boulevard str., 13, bld. 1, 123104

⁴ Moscow Polytechnic University,
Russia, Moscow, Bolshaya Semenovskaya str., 38, 107023

The analysis of the operating conditions of four-wheel drive vehicles allows us to conclude that they are characterized by a continuously and significantly changing spread of the values of loads falling on the driving wheels, as well as the spread of resistance to movement and wheel adhesion to the bearing surface. In this regard, the degree of blocking of the inter-axle, inter-vehicle and inter-wheel connections should automatically change depending on the driving conditions, providing the car with the maximum reserve of traction forces with the minimum possible rolling resistance.

Keywords: four-wheel drive car, transmission, differential mechanism, locking, driving wheels, cross-country.

References

1. Keller A. V. Printsipy i metody raspredeleniya moshchnosti mezhdru vedushchimi kolesami avtomobil'nykh bazovykh shassi [Principles and methods of power distribution between driving wheels of automobile base chassis]. Chelyabinsk, 2009. 218 p. ISBN 978-5-9772-0149-0. (In Russ.).
2. Murog I. A. Nauchnyye metody sovershenstvovaniya transmissii i rulevogo upravleniya pri modernizatsii avtomobiley mnogotselevogo naznacheniya [Scientific methods of improving transmission and steering in the modernization of multi-purpose vehicles]. Chelyabinsk, 2013. 32 p. (In Russ.).
3. Sirazetdinov T. K. Metody resheniya mnogokriterial'nykh zadach sinteza tekhnicheskikh sistem [Methods for solving multi-criteria problems of synthesis of technical systems]. Moscow, 1988. 158 p. ISBN 5-217-00105-4. (In Russ.).
4. Lefarov A. Kh., Vysotskiy M. S., Vantsevich V. V. [et al.]. Energonagruzhenost' i nadezhnost' differentsial'nykh mekhanizmov transportno-tyagovykh mashin [Energy load and reliability of differential mechanisms of transport and traction machines]. Minsk, 1991. 239 p. ISBN 5-343-00828-3. (In Russ.).
5. Andreev A. F., Vantsevich V. V., Lefarov A. H. Differentsialy kolesnykh mashin [Differentials of wheeled machines]. Moscow, 1987. 174 p. (In Russ.).
6. Petrushov V. A., Moskovkin V. V., Evgrafov A. N. Moshchnostnoy balans avtomobilya [Vehicle power balance]. Moscow, 1984. 159 p. (In Russ.).
7. Chistov M. P. Issledovaniye soprotivleniya kacheniyu pri dvizhenii polnoprivodnogo avtomobilya po deformiruyemomu gruntu [Investigation of rolling resistance when driving a four-wheel drive car on deformable ground]. Moscow, 1971. 16 p. (In Russ.).
8. Shuhman S. B. Obosnovaniye i razrabotka metoda povysheniya effektivnosti kolesnykh mashin za schet ratsional'nogo silovogo privoda [Substantiation and development of a method for increasing the efficiency of wheeled vehicles due to rational power drive]. Moscow, 2007. 48 p. (In Russ.).
9. Shuhman S. B. Kompleksnyye silovyye peredachi: Teoriya silovogo potoka i raschet peredayushchikh sistem [Theory of the power drive of the wheels of high-terrain vehicles]. Moscow, 2007. 333 p. ISBN 978-5-902792-15-4. (In Russ.).
10. Antonov A. S. Kompleksnyye silovyye peredachi: teoriya silovogo potoka i raschet peredayushchikh sistem [Complex power transmissions: theory of power flow and calculation of transmission systems]. Leningrad, 1981. 496 p. (In Russ.).
11. Dygalo V., Keller A., Shcherbin A. Principles of application of virtual and physical simulation technology in production of digital twin of active vehicle safety systems // Transportation Research Procedia. Vol. 50. P. 121–129. DOI: 10.1016/j.trpro.2020.10.015. EDN: ZOPJNA. (In Engl.).
12. Tarasik V. P. Modelirovaniye ekstrennogo tormozheniya avtomobilya na opornoy poverkhnosti tipa «mikst» [Simulation of emergency vehicle braking on support surface of «mix» type] // Avtomobil'naya Promyshlennost'. *Automotive Industry*. 2022. No 1 (74). P. 64–75. EDN: YTFIPI. (In Russ.).
13. Keller A., Aliukov S. Effectiveness of Methods of Power Distribution in Transmissions of All-Wheel-Drive Trucks // SAE 2015 Commercial Vehicle Engineering Congress. 2015. DOI: 10.4271/2015-01-2732. EDN: WPDDSX. (In Engl.).
14. Keller A., Aliukov S., Anchukov V. [et al.]. Investigations of Power Distribution in Transmissions of Heavy Trucks // SAE 2015 Commercial Vehicle Engineering Congress. 2016. DOI: 10.4271/2016-01-1100. (In Engl.).

POPOV Andrey Vyacheslavovich, Graduate Student of the State Research Center of the Russian Federation FSUE «NAMI», Moscow.
Correspondence address: popov.andrey@gmail.com
USHNURTSEV Stanislav Vladimirovich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Evacuation

and Driving Department, Omsk Tank-Automotive Engineering Institute, Omsk.

SPIN-code: 1546-0660

AuthorID (RSCI): 697645

ORCID: 0000-0002-9983-4173

Correspondence address: stanislavushnurcev@gmail.com

KELLER Andrey Vladimirovich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Director of the Center for Sociological Research, Moscow; Scientific Director of an Advanced Engineering School Moscow Polytechnic University, Moscow.

SPIN-code: 4622-5727

AuthorID (RSCI): 341094

ORCID: 0000-0003-4183-9489

Correspondence address: andreikeller@rambler.ru

For citations

Popov A. V., Ushnurtsev S. V., Keller A. V. Synthesis of regularities of control of blocking properties of differential transmission mechanisms // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2023. Vol. 7, no. 3. P. 62–69. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-3-62-69.

Received August 14, 2023.

© A. V. Popov, S. V. Ushnurtsev,
A. V. Keller