

УДК 629.113

ОБ ОПТИМИЗАЦИИ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ МОЩНОСТИ ПО ОСЯМ И КОЛЕСАМ ПОЛНОПРИВОДНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ДОРОЖНЫХ УСЛОВИЙ

А.М. Сайкин, д.т.н. / И.А. Плиев, к.т.н. / Г.В. Коршунов / А.В. Архипов
ФГУП «НАМИ»

При разработке автомобильных трансмиссий для полноприводных автомобилей перед разработчиками всегда возникала проблема рационального распределения крутящих моментов между ведущими колёсами. В полноприводных автомобилях для распределения крутящего момента в узлах разветвления мощности широко применяют межосевые и мелкоколесные дифференциалы с возможностью их блокировки, которые располагаются в раздаточных коробках и главных передачах мостов соответственно.

Передаточное число межосевого дифференциала определяется, обычно, на основании статического распределения полной массы автомобиля между мостами и тележками, поэтому для автомобиля типа 4x4 рекомендуется передаточное отношение 1:1, типа 6x6 — 1:2, типа 8x8 — 1:1, где первая цифра — доля распределения момента на первую ось (оси). Ряд авторов считает, что это отношение должно быть иным. Так Аксёнов П.В. [2] для автомобилей 4x4 рекомендует передаточное число межосевого дифференциала 1:1,25, а для автомобилей 6x6 — 1:2,75, Платонов В.Ф. [9] — соответственно 1:1,12... 1,13 и 1:2,5...2,75.

Яскевич З. [13], основываясь на ряде зарубежных исследований, считает, что для автомобиля 4x4 предпочтительно отключение переднего моста. Для трёхосных автомобилей отключение одного из мостов тележки нежелательно, так как при передаточном числе межосевого дифференциала 1:2 происходит перегрузка другого моста. Ссылаясь на расчёты и результаты испытаний, автор указывает, что если разница радиусов качения составляет 7...8 мм, то при отсутствии в тележке межосевого дифференциала через один из мостов передаётся примерно вдвое больший крутящий момент, чем в случае применения дифференциала. Если же разница в радиусах качения достигает 15 мм, то момент, передаваемый одним из мостов, увеличивается почти вчетверо по сравнению с тележкой, оснащённой межосевым дифференциалом. При этом увеличение стоимости конструкции, связанное с применением межосевого

дифференциала, окупается в течение 6 месяцев эксплуатации автомобиля вследствие увеличения срока службы шин.

Распределение крутящих моментов между ведущими колёсами одного моста осуществляется, в основном, за счёт ограничения дифференциального действия (частичной или полной блокировки) мелкоколесного дифференциала или применения самоблокирующихся дифференциалов. Здесь наблюдается значительное разнообразие мнений специалистов относительно величины показателя блокирующих свойств дифференциала (максимальных значений коэффициента блокировки) — от 1,5 до 12,0 [4]. Обращает внимание, что если в графе «достаточные для большинства условий» указанные значения редко превышают 4 и ещё реже опускаются ниже 2, то максимальные значения колеблются в пределах от 3 до 12. Сюда можно добавить, что американские специалисты R.P. Lewis и L.J. Vrien считают, что коэффициент блокировки, равный 3, достаточен для 80% дорожных условий, а равный 5 — для 94% [6].

Ученые НАМИ Коротоношко Н.И. и Шуклин С.А. при исследовании автомобиля Урал-375 с конкретным червячным мелкоколесным дифференциалом пришли к выводу, что коэффициент блокировки, равный 10, слишком велик, так как отрицательно сказывается на управляемости автомобиля [5]. Рекомендованные значения коэффициента блокировки составляют 4-6.

Платонов В.Ф. [9] считает, что применение самоблокирующихся дифференциалов или дифференциалов повышенного трения в автомобилях 4x4 с дифференциальной связью мостов даёт прирост тягового усилия 35 ... 40%. Для автомобилей 6x6 этот прирост гораздо меньше — 10 ... 12%. Ещё меньше он у автомобилей 8x8.

Агейкин Я.С. [1] считает, что для повышения проходимости на деформируемых грунтах нужно подавать больший крутящий момент на колеса, прокладывающие более глубокую колею. Для автомобиля

типа 4x4 рекомендуется распределение крутящих моментов в соотношении 80/20 процентов соответственно на переднюю и заднюю оси при движении по суглинистой пахоте (уплотняемый грунт), на сухом сыпучем песке (неуплотняемый грунт) это соотношение равно 50/50 процентов.

В своих ранних работах Пирковский Ю.В. [7] также пришел к выводу, что для автомобилей типа 4x4 при равномерной нагрузке по осям и движении по деформируемым грунтам отношение крутящих моментов $M1/Ma$ должно изменяться от 80% (при $P_{кр} = 0$) до 40% (при $P_{кр} = 22 \text{ кН}$). Для трёхосных автомобилей эти значения лежат в пределах 67%–25%, для четырёхосных — 57%–19%. Автор также обосновывает необходимость автоматической системы распределения мощности в зависимости от меняющихся дорожных условий. При движении по твердой опорной поверхности автомобиля с полной массой крутящие моменты по осям необходимо распределять пропорционально нагрузкам на оси, отключение мостов не рекомендуется.

Позднее, Пирковский Ю.В., Шухман С.Б. в своих работах [8, 11, 12] приходят к выводу, что для максимального уменьшения мощности на преодоление сопротивления движению крутящий момент двигателя нужно распределять между колёсами таким образом, чтобы каждое ведущее колесо работало в свободном режиме (без внешних сопротивлений). Для оценки эффективности трансмиссии они вводят «коэффициент оптимального распределения мощности», величина которого количественно совпадает с изменением мощности оцениваемой трансмиссии по сравнению с некоторой эталонной — оптимально распределяющей мощность по ведущим мостам. Отмечается, что минимальное значение сопротивления движению автомобиля по деформируемым грунтам будет обеспечено только при определённом соотношении распределения массы и крутящих моментов по ведущим мостам автомобиля. Эти соотношения для каждого конкретного автомобиля при движении по конкрет-

ному грунту имеют строго определённые значения. По результатам исследований предлагается следующее распределение массы автомобилей в статике по осям и распределение крутящих моментов [12]:

- для автомобилей типа 4x4:
 $G1/Ga = 0,38 — 0,42$; $M1/Ma = 0,39 — 0,50$;
- для автомобилей типа 6x6:
 $G1/Ga = 0,23 — 0,31$; $M1/Ma = 0,20 — 0,33$.

Ранее этими же авторами предлагалась еще большая доля нагруженности задних осей по показателям масс и крутящему моменту.

Речь идет об автомобилях с механической трансмиссией. Идеальной же, как считают авторы, является автоматическая бесступенчатая трансмиссия с возможностью изменения подвода мощности к колесам в зависимости от условий движения.

Келлер А.В. [4] в своей работе рассмотрел различные методы распределения мощности по ведущим колесам автомобильных базовых шасси, каждый из которых позволяет получить определенные преимущества, однако наиболее эффективным, по мнению автора, считается метод комбинированного управления распределением мощности с прогнозированием возмущений.

Авторы работы [10] считают, что будущее за автоматизированным управлением агрегатами многоосных автомобилей, при этом с точки зрения проходимости, особенно при подъеме на деформируемой опорной поверхности, наилучший результат достигается при обеспечении равенства скольжений всех колес. В данном случае авторы, видимо, имели в виду равенство буксований. Елисеев А.Н. [3] также считает, что равенство буксований колес есть перспективный режим движения, который приводит к увеличению максимальной скорости движения и средних скоростей движения АТС на представительских маршрутах.

Таким образом, мнения об оптимальном распределении мощности по осям и колесам автомобиля

Таблица 1. Распределение крутящего момента по ведущим мостам автомобиля в соответствии с условиями движения

№	Режим движения	Условия	Колёса (передние : задние)	Используемые сигналы
1	Быстрый старт	Автомобиль резко трогается и продолжает ускоряться	50/50	
2	Обычное движение	Движение с постоянной скоростью по ровной прямой дороге	0:100 — 50:50	- датчик положения дроссельной заслонки (G6CV)
3	Ускорение	Автомобиль ускоряется (для обгона и т.д.)	20:80 — 30:70	- датчик положения педали акселератора (J3)
4	Обычное управление	Управление автомобилем происходит без поворотов рулевого колеса на большие углы	20:80 — 30:70	- датчик скорости автомобиля
5	Езда по скользкой дороге	Движение и управление автомобилем по скользкой дороге	30:70 — 40:60	- датчик частоты вращения переднего и заднего карданных валов*
6	Парковка	Управление автомобилем осуществляется в режиме "движение-остановка"	5:95 — 20:80	
7	Торможение (без использования ABS)	Автомобиль замедляется или полностью останавливается	0:100 — 10:90	- датчик скорости автомобиля - датчик частоты вращения переднего и заднего карданных валов*
8	Торможение (ABS)	При торможении срабатывает ABS	30:70	- ABS - датчик частоты вращения переднего и заднего карданных валов*
9	Движение по бездорожью	Езда по бездорожью или плохой дороге	50:50	- сигнал включения понижающей передачи от выключателя понижающей передачи - датчик скорости автомобиля
10	Аварийный режим работы	AUTO/LOW	0:100/50:50	

Примечание: * — учитывается разность частот вращения переднего и заднего карданных валов

неоднозначны. Можно отметить, что предложения о большей загруженности задних осей и использовании межколесных самоблокирующихся дифференциалов, дифференциалов повышенного трения, полной блокировки межколесных дифференциалов связаны с желанием повысить проходимость автомобилей с механическими трансмиссиями на деформируемых неоднородных грунтах. Они направлены на повышение сцепных свойств при допущении, что большинство грунтов являются уплотняющимися. Обеспечение минимальных затрат мощности на движение является, во многом, противоположной задачей, так как она связана не со сцепными свойствами колес автомобилей, а с преодолением каждым колесом своего сопротивления движению. В этом случае распределение мощности (моментов) по осям совершенно иное [1, 9].

Особый разговор о минимизации затрат мощности при движении полноприводных автомобилей

по твердой опорной поверхности. Здесь мнения расходятся — от подвода мощности ко всем осям при дифференциальном межосевом приводе до отключения части мостов.

Большинство современных авторов сходятся во мнении, что необходимо автоматизированное управление подводом мощности к колесам в зависимости от условий движения. Это можно полностью осуществить при наличии электрической или гидробъемной трансмиссии с индивидуальным подводом мощности к осям или колесам полноприводного автомобиля, или частично, при определенных доработках механических трансмиссий с возможностью управления ими.

В качестве примера конструктивного воплощения автоматизации привода можно назвать электронную муфту, изготовленную шведским концерном "Haldex" и применяемую рядом европейских автомобилестроительных фирм. На рис. 1 показана

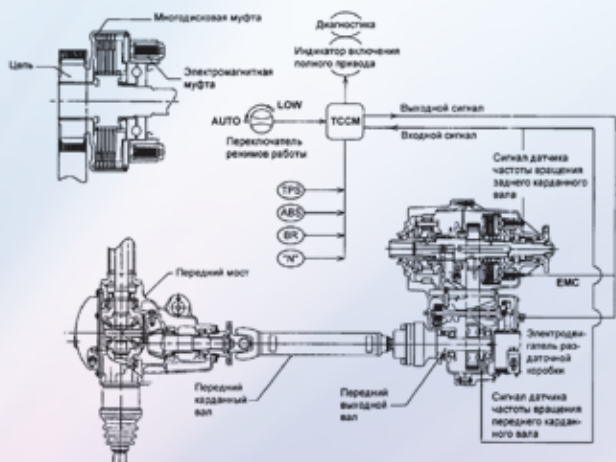


Рисунок 1. Принципиальная схема системы управления муфтой "Haldex"

принципиальная схема управления. В табл. 1 — распределение крутящего момента по мостам автомобиля для различных условий движения.

В рамках федеральной целевой программы «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009-2013 годы по лоту №7 «Проведение научных исследований коллективами научно-образовательных центров в области создания энергоэффективных двигателей и движителей для транспортных средств» ФГУП «НАМИ» проводит НИР по теме «Проведение проблемно-ориентированных исследований по разработке алгоритма управления мощностями, подводимыми к колесам полноприводных автотранспортных средств, в зависимости от условий движения». Запланирована разработка алгоритма из условия обеспечения минимальных затрат мощности на движение полноприводных автомобилей при движении по твердой опорной поверхности, при движении по деформируемому грунту, а также из условия обеспечения максимальных сцепных свойств при движении по деформируемому грунту с проверкой адекватности алгоритмов.

Информация о результатах работы будет опубликована позднее.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Агейкин Я.С. Вездеходные колёсные и комбинированные движители. М. Машиностроение, 1972. — 184 с.
2. Аксёнов П.В. Многоосные автомобили: Теория общих конструктивных решений. М. Машиностроение, 1989. — 280 с.
3. Елисеев А. Н. Научные подходы к обоснованию технического облика ходовой части перспективных многоосных транспортных средств М., Академия проблем качества, отделение спецтехники и конверсии, 2000. — 48 с.
4. Келлер А. В. Принципы и методы распределения мощности между ведущими колесами автомобильных базовых шасси/ А.В.Келлер, Н.А. Мурог. — Челябинск: ЧВВАКИУ, 209. — 218 с.
5. Коротышко Н.И., Шуклин С.А. Влияние конструкции шин и самоблокирующихся дифференциалов на проходимость автомобиля Урал-375 // Автомобильная промышленность № 7, 1968, с. 22 ... 25.
6. Lewis R.P., Brien L.J. Limited slip differentials. SAE Transactions Vol. 67, 1959, p. 203 ... 212.
7. Пирковский Ю.В. Влияние конструктивных показателей автомобилей на их динамические качества и топливную экономичность /Ю.В. Пирковский. — М:ИПК Минавтосельхозмаш СССР. 1989 — 18 с.
8. Пирковский Ю.В., Шухман С.Б. Теория движения полноприводного автомобиля (прикладные вопросы оптимизации конструкции шасси). М., ЮНИТИ-ДАНА, 2001. 230 с.
9. Платонов В.Ф. Полноприводные автомобили. М., Машиностроение, 1981, 279 с.
10. Стариков А.Ф., Корнилов В.Г., Пархоменко А.Н., Бронников В.В., Демик В.В. Автоматизированное управление агрегатами многоосных автомобилей // Научно-технический сборник № 4, 2001, с.14...26.
11. Шухман С.Б. Расчёт разрушающего воздействия полноприводного автомобиля на грунт. Учебное пособие С.Б. Шухман, А.С. Переладов. М.: МГТУ «МАМИ», 2005. — 51 с.
12. Шухман С.Б., Соловьёв В.И., Прочко Е.И. Теория силового привода колёс автомобилей высокой проходимости. М., Агробизнесцентр, 2007.
13. Яскевич З. Ведущие мосты. Пер. с польского. М., Машиностроение, 1985, 595 с.