

УДК 629.113.65

В. А. Умняшкин, доктор технических наук, профессор, Ижевский государственный технический университет
В. М. Пономарёв, соискатель, Ижевский государственный технический университет

ИНЖЕНЕРНАЯ МЕТОДИКА ВЫБОРА КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ САМОБЛОКИРУЮЩЕГОСЯ ДИФФЕРЕНЦИАЛА ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ

Рассмотрены самоблокирующиеся дифференциалы и их влияние на тяговую характеристику автомобиля.

Ключевые слова: самоблокирующиеся дифференциалы.

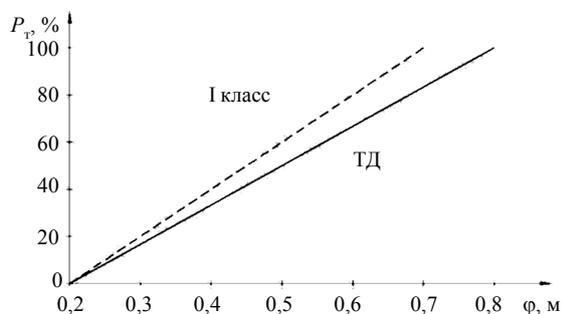
Большинство типов дифференциалов может быть описано с помощью одной из четырех основных кривых (рис. 1), каждой из которых присвоен свой класс [1]. Применение дифференциала в ведущем мосту ограничивает суммарную силу тяги P_T ведущего моста величиной, которая определяется меньшим коэффициентом сцепления одного из колес $\varphi_{заб}$ и моментом трения $M_{тр}$ дифференциала.

Класс 1. Из-за наличия трения даже в обычном коническом дифференциале фактическая тяговая сила ведущего моста больше расчетной. Как видно из графика (рис. 1, а), по мере роста момента, передаваемого дифференциалом, увеличиваются потери на трение, и растет отклонение от расчетной кривой.

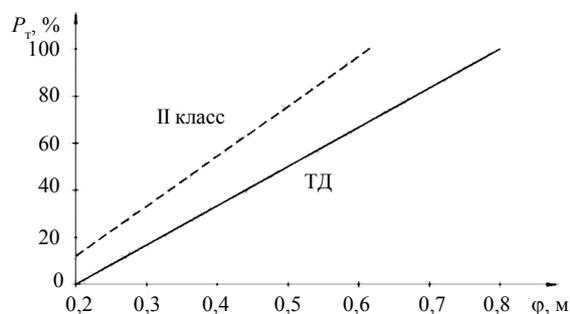
Класс 2. К нему относятся дифференциалы, в которые встроены автоматические ограничители скольжения. Этот тип механизмов характеризует кривая, приведенная на рис. 1, б.

Увеличение трения в дифференциале уменьшает буксование колес и не сказывается на действии механизма, но влияет на управляемость и устойчивость транспортного средства. В практике находят применение несколько конструкций дифференциалов повышенного трения с фрикционными муфтами, общими для которых является обеспечение ограничения действия механизма некоторым постоянным значением силы трения.

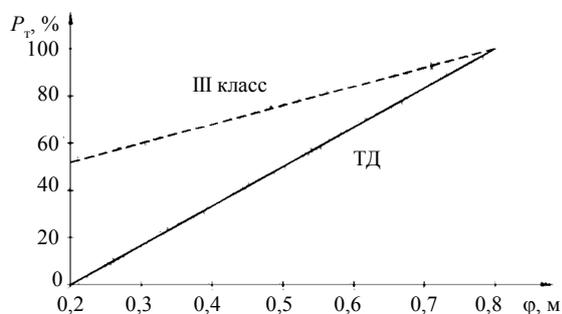
Класс 3. Конструкции, способные передавать всю силу тяги через один из выходных валов, характерны для третьего класса. Кривая тяговой силы для механизмов этого класса показана на рис. 1, в. Эта кривая показывает, что если одно из ведущих колес имеет коэффициент сцепления близкий к нулю, то остальные колеса могут развить тяговое усилие до значения, соответствующего моменту начала проскальзывания колес.



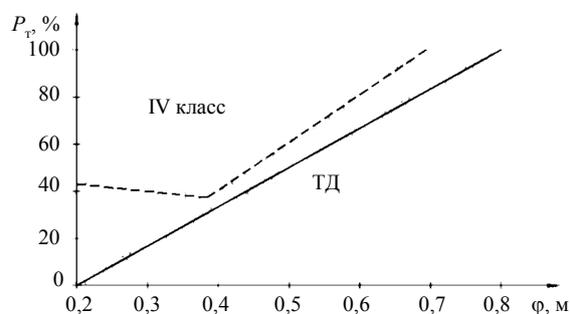
а



б



в



г

Рис. 1. Суммарная сила тяги дифференциального привода:
 а – с дифференциалами класса I; б – с дифференциалами класса II;
 в – с механизмом распределения мощности класса III; г – с дифференциалом класса IV

По отношению к дифференциалам это заменяющие их устройства – механизмы распределения мощности с односторонними муфтами, которые предотвращают скольжение колес и допускают относительные взаимные движения звеньев. В конструкциях третьего типа не соблюдается никакой пропорциональности, а скорее происходит полная передача момента к звену, вращающемуся медленнее. Такая передача момента может значительно ухудшить управляемость транспортного средства.

Класс 4. Этому классу характерен специальный встроенный механизм, создающий предварительный момент, уменьшающий действие дифференциала по мере улучшения дорожных условий. Кривая тяговой силы (рис. 1, з) является функцией нагружения комплекта дисков муфты в зависимости от углов делительного конуса и профиля зуба конической шестерни.

Основной недостаток этого механизма заключается в том, что в условиях хорошего сцепления выходной момент может быть малым. Это происходит, когда давление на муфту уменьшается, при приближении к повороту или в условиях движения по автомагистрали.

Идеальной конструкцией самоблокирующегося дифференциала (СМД) была бы такая, при которой вращающий момент, снимаемый с коленчатого вала двигателя и передаваемый корпусом дифференциала ведущим колесам, был бы пропорционален силам сцепления каждого из колес с опорной поверхностью в различных условиях движения. Данному требованию удовлетворяют дифференциалы 2-го и 4-го классов.

Методику выбора конструктивных параметров СМД получим путем преобразования инженерной методики [1], полученной для межколесного дифференциала. Полученные зависимости будут учитывать присутствие в системе межколесных и межосевого дифференциалов. Для упрощения примем, что межколесные дифференциалы обоих мостов имеют одинаковые характеристики.

Максимальный момент, реализуемый дифференциальным полным приводом, не может быть более

$$M_{\text{сmax}} = 4G_k r_d \varphi_{\text{заб}} + 2M_{\text{тр}} + M_{\text{тр}3},$$

где G_k – сцепной вес на колесе; $\varphi_{\text{заб}}$ – коэффициент сцепления забегающего колеса; $M_{\text{тр}}$ – момент трения межколесных дифференциалов; $M_{\text{тр}3}$ – момент трения межосевого дифференциала.

Применение самоблокирующихся дифференциалов, перераспределяющих моменты между колесами и мостами в зависимости от условий сцепления колес с полотном дороги, изменяет максимальный реализуемый момент и улучшает тяговые свойства автомобиля:

$$M_{M_{\text{max}1}} = M_{\kappa 1} + M_{\kappa 2} = M_{\kappa 1} (1 + K_{\text{б}}) = G_k r_d \varphi_{\text{заб}} (1 + K_{\text{б}});$$

$$M_{\text{сmax}1} = M_{M_{\text{max}1}} + M_{M_{\text{max}2}} = M_{M_{\text{max}1}} (1 + K_{\text{б}3}) = G_k r_d \varphi_{\text{заб}} (1 + K_{\text{б}})(1 + K_{\text{б}3}), \quad (1)$$

где $M_{M_{\text{max}1}}$ – меньший момент (на забегающем мосту); $M_{M_{\text{max}2}}$ – больший момент (на отстающем мосту); $K_{\text{б}}$ – коэффициент блокировки межколесных дифференциалов, $K_{\text{б}3}$ – коэффициент блокировки межосевого дифференциала.

Формула (1) позволяет проанализировать характеристики любых дифференциалов при различных коэффициентах сцепления для любого автомобиля.

Межколесный дифференциал среагирует на разницу, возникшую между присоединенными к нему колесами, произойдет изменение угловых скоростей, что приведет к перераспределению моментов на межосевом дифференциале:

$$M_{M1} = \frac{M_0 - \Delta M}{2}; \quad M_{M2} = \frac{M_0 + \Delta M}{2}.$$

Идеальной конструкцией самоблокирующегося дифференциала с точки зрения динамических свойств считается та, при которой крутящий момент, снимаемый с коленчатого вала двигателя и передаваемый корпусом дифференциала к ведущим колесам автомобиля, был бы пропорционален силам сцепления каждого из колес с опорной поверхностью в различных условиях движения.

Для сравнения различных типов и выбора наиболее рациональных конструктивных параметров межколесных дифференциалов необходимо проанализировать влияние их характеристик на реализацию тяговых усилий на ведущих колесах автомобиля. Для этого сравним максимально реализуемый дифференциалами тяговый момент при различных коэффициентах сцепления колес с дорогой и рассмотрим влияние вида характеристики трения дифференциала на тяговое усилие при внезапном уменьшении сцепления с дорогой одного ведущего колеса.

В неблагоприятных дорожных условиях при неодинаковом сцеплении ведущих колес с дорогой дифференциальный привод ведущих колес не обеспечивает возможной по условиям движения реализации тягового усилия, так как она ограничивается реализуемым моментом на колесе, находящимся в худших сцепных условиях. Максимальный реализуемый момент дифференциального привода не может быть более

$$M_{\text{сmax}} = 2G_k r_d \varphi_{\text{заб}} + M_{\text{тр}}, \quad (2)$$

где G_k – вес автомобиля, приходящийся на одно колесо (сцепной вес); $\varphi_{\text{заб}}$ – коэффициент сцепления забегающего колеса с дорогой.

Применение самоблокирующихся дифференциалов, которые перераспределяют моменты между ведущими полуосями в зависимости от условий сцепления колес с дорогой, способствует улучшению тяговых качеств транспортных машин. Самоблокирующийся дифференциал позволяет реализовать максимальный момент, определяемый по выражению

$$M_{\text{сmax}} = M_1 + M_2 = M_1 (1 + K_{\text{б}}) = G_k r_d \varphi_{\text{заб}} (1 + K_{\text{б}}), \quad (3)$$

где M_1 – меньший момент (на забегающем колесе); M_2 – больший момент (на отстающем колесе).

Формула (3) позволяет проанализировать характеристики межколесных дифференциалов при различных коэффициентах сцепления для любого автомобиля.

Влияние вида характеристики трения дифференциала на тяговое усилие в случае внезапного уменьшения сцепления с дорогой одного из двух ведущих колес автомобиля рассмотрим при линейной характеристике трения (рис. 2).

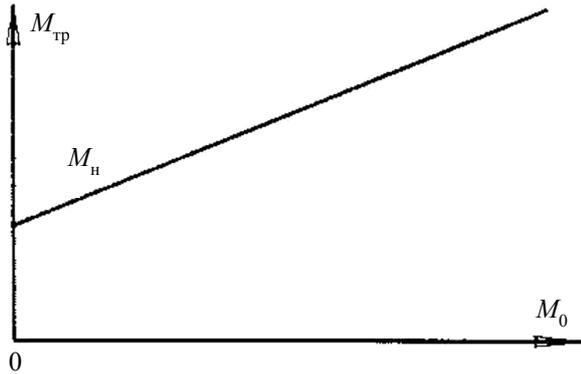


Рис. 2. Характеристика трения дифференциала

Момент трения определяется прежде всего конструкцией дифференциала и является переменной величиной, которую можно рассматривать как сумму двух составляющих, из которых одна ($M_н$) не зависит от передаваемого крутящего момента, а другая пропорциональна приложенному к корпусу крутящему моменту. Следовательно, момент трения между полуосью и коробкой дифференциала:

$$M_{тр} = M_н + kM_0. \tag{4}$$

Здесь для дифференциалов с повышающим трением $k > 0$, для дифференциалов с постоянным трением $k = 0$ и для дифференциалов с убывающим трением $k < 0$.

Влияние параметров $M_н$ и k -характеристики трения дифференциала на тяговое усилие можно оценить по величине относительного тягового усилия $F_т / F_т(-0)$, где $F_т(-0)$ – величина тягового усилия в момент, непосредственно предшествующий внезапному падению сцепления с дорогой одного из ведущих колес.

Определим уравнение движения ведущих колес автомобиля при мгновенном падении сцепления с дорогой одного из них, допуская, что радиусы качения правого и левого ведущих колес одинаковы и не зависят от действующих на них сил реакций. Будем считать, что из-за резкого уменьшения сцепления одно из ведущих колес начинает пробуксовывать, при этом второе ведущее колесо катится без проскальзывания.

Предположим, что до некоторого момента времени $t = 0$ коэффициент сцепления с дорогой для обоих ведущих колес был равен φ_1 и скорости вращения обоих ведущих колес были одинаковы. В момент $t = 0$ сцепление с дорогой колеса 2 (рис. 3) упало до величины φ_2 , с этого момента началось раскручивание колеса 2 и его пробуксовывание.

Если пренебречь инерцией коробки дифференциала, то уравнение равновесия коробки дифференциала можно записать в виде

$$M_0 = 2P_0D, \tag{5}$$

где P_0 – окружное усилие на шестерне полуоси; D – средний диаметр шестерни полуоси.

Уравнение движения колеса 1 можно записать в виде

$$P_{к1}r_d + I_k\omega_1 = M_{тр} + P_0D. \tag{6}$$

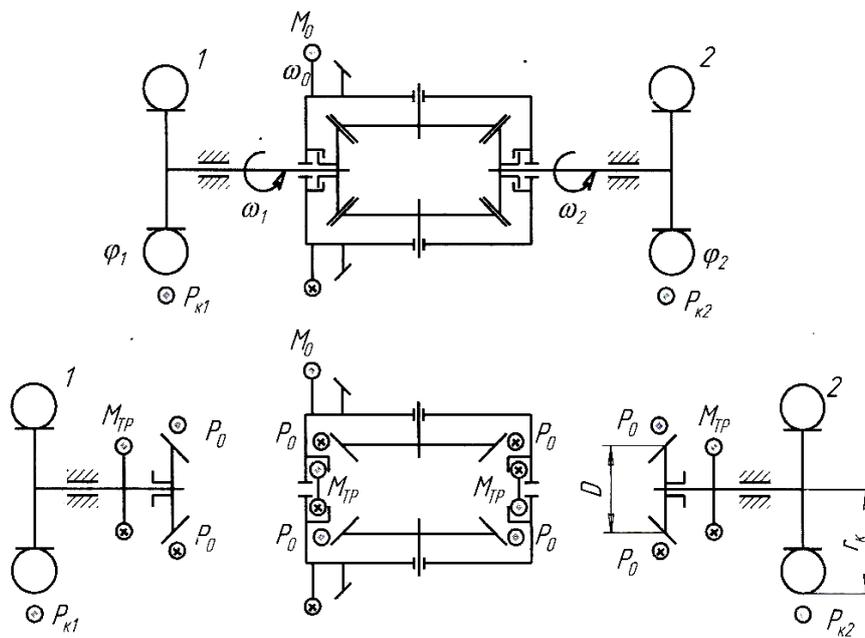


Рис. 3. Расчетная схема дифференциала

Уравнение движения колеса 2:

$$P_{к2}r_d + I_k\omega_2 = -M_{тр} + P_0D, \quad (7)$$

где $P_{к1}$, $P_{к2}$ – окружные усилия на первом и втором ведущих колесах.

Уравнение справедливо лишь при условии, что

$$P_0D - M_{тр} - P_{к2} * r_d > 0. \quad (8)$$

При невыполнении условия (8) дифференциал заблокирован и оба ведущих колеса вращаются с одной и той же скоростью.

Проведенные теоретические и экспериментальные исследования СМД [2, 3] позволили сделать следующие выводы.

1. Блокирующие свойства межколесного самоблокирующегося дифференциала (МСД) оказывают более значимое положительное влияние на прямолинейное движение легкового автомобиля с передним приводом и увеличивают границы его устойчивости при установившемся криволинейном движении.

2. На дорогах с низким коэффициентом сцепления необходимы ограничение коэффициента блокировки МСД легкового автомобиля до значения 2,5 и подбор интенсивности нарастания момента блокировки с увеличением разности угловых скоростей ведущих колес.

3. Влияние блокирующих свойств МСД при установившемся криволинейном движении на дорогах как с низким, так и с высоким коэффициентом сцепления для автомобиля с задним приводом ведет к сужению границ устойчивости движения, а для автомобилей с передним приводом – к их расширению. Влияние блокировки дифференциала на устойчивость неустановившегося криволинейного движения легкового автомобиля неоднозначно и определяется величиной возмущающего воздействия. При этом высокое значение коэффициента блокировки для всех условий криволинейного движения одно-

значно снижает управляемость и устойчивость легкового автомобиля.

4. МСД с возрастающим внутренним трением, позволяя более полно реализовать тяговое усилие при движении в плохих дорожных условиях, имеет излишне большие блокирующие свойства при движении с большой нагрузкой на поворотах. МСД с убывающим внутренним трением необходим для автомобилей с высокими тягово-скоростными качествами, так как позволяет двигаться на поворотах с максимальной скоростью, и его характеристика при этом приближается к характеристике обычного дифференциала. Вместе с тем такой дифференциал в меньшей степени способен перераспределять моменты по полуосям и не позволяет реализовать максимально возможный момент при достаточно хорошем сцеплении одного из колес.

5. Предложенная комбинированная характеристика МСД [2] позволит более полно реализовать тяговое усилие в плохих дорожных условиях, не снижая управляемости и устойчивости движения по дорогам с высоким и малым коэффициентом сцепления.

Список литературы

1. Буторин В. А., Каверина Э. В., Чепикова Т. П. Дифференциальные передачи силового привода транспортных машин : учеб. пособие / под общ. ред. В. А. Умняшкина. – Ижевск : НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика», 2008. – 102 с.

2. Умняшкин В. А., Каверина Э. В. Выбор параметров межколесного самоблокирующегося дифференциала повышенного трения // Современное состояние и инновации транспортного комплекса : материалы междунар. науч.-технич. конф. – Пермь : Изд-во ПГТУ, 2008. – С. 141–145.

3. Умняшкин В. А., Каверина Э. В. Влияние межколесных самоблокирующихся дифференциалов на устойчивость и управляемость легковых автомобилей // Вестник ИжГТУ. – 2008. – № 4. – С. 29–33.

V. A. Umnyashkin, Doctor of Technical Sciences, Professor, Izhevsk State Technical University

V. M. Ponomarev, Candidate for a Degree, Izhevsk State Technical University

Engineering Procedure of Design Parameters Selection for Self-Locking Differential Group of Passenger Cars

Self-locking differential groups and their impact on towing performance of a vehicle are considered.

Key words: self-locking differential groups.