

M239981

Министерство высшего и среднего специального образования СССР

Московское
ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище имени Н. Э. Баумана

Кандидат технических наук
Юлий Валентинович Пирковский

На правах рукописи

СОПРОТИВЛЕНИЕ КАЧЕНИЮ МНОГОПРИВОДНЫХ
АВТОМОБИЛЕЙ И АВТОМОБИЛЬНЫХ ПОЕЗДОВ
ПО ТВЕРДЫМ ДОРОГАМ И ДЕФОРМИРУЕМОМУ
ГРУНТУ

(Прикладная теория и метод расчета)

(Специальность 05.05.03. Автомобили и тракторы)

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук

НА ДОМ
НЕ ВЫДАЕТСЯ

Работа выполнена во Всесоюзном институте повышения квалификации руководящих и инженерно-технических работников в области стандартизации, качества продукции и метрологии (ВИСМ) и в Московском ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени высшем техническом училище им. Н. Э. Баумана.

Научный консультант —
доктор технических наук, профессор Н. Ф. БОЧАРОВ.

Официальные оппоненты:
доктор технических наук, профессор Я. С. АГЕЙКИН;
доктор технических наук, профессор А. К. ФРУМКИН;
доктор технических наук, профессор Р. В. ВИРАБОВ.

Ведущее предприятие — Центральный научно-исследовательский автомобильный и автомоторный институт (НАМИ).

Автореферат

1974 г.

Защита
на заседании
факультета МВТУ
дом 5.

1974 г.
факультет
кая ул.,

Ваши от
сылать по

рьба вы-

С диссе
им. Бауман

е МВТУ

Учен

M/239981



1239981

Пирковский Ю. В. Сопротивл

В В Е Д Е Н И Е

Мощность сопротивления качению является одной из основных составляющих энергетического баланса автомобиля.

Ее величина определяет тягово-динамические показатели автомобиля, его проходимость и экономичность.

При движении по дорогам с твердыми покрытиями снижение сопротивления качению позволяет повысить средние скорости движения, снизить расход горючего и значительно уменьшить износ шин автомобиля.

Снижение сопротивления качению при движении по деформируемым грунтам обеспечивает не только уменьшение расхода топлива, но и повышение проходимости автомобиля.

В настоящее время все исследования вопросов, связанных с сопротивлением качению автомобилей и автомобильных поездов, совершенно отчетливо разделяются на две основные группы:

- исследования качения автомобиля по дорогам с твердыми покрытиями;

- исследования качения автомобиля по деформируемым грунтам.

Это определяет как специализацию работ, проводимых НИИ и кафедрами вузов, так и научные интересы, занимающихся этими вопросами ученых.

Между тем очевидно, что применительно к многоприводным автомобилям, предназначенным для эксплуатации в самых разнообразных дорожных условиях, и, в первую очередь, по бездорожью, исследования должны вестись комплексно, с учетом условий и особенностей их использования.

Состояние вопроса и постановка задачи

Теоретической базой исследований сопротивления качению автомобилей по дорогам с твердыми покрытиями служат труды отечественных и зарубежных ученых, посвященные общим вопросам качения цилиндрических тел.

Это работы О. Рейнольдса, Ф. В. Картера, Г. Фромма, А. Ю. Ишлинского, Н. И. Глаголева, Р. В. Вирабова, К. Л. Джонсона и др.

Применительно к автомобильному колесу вопросы качения освещены в трудах Е. А. Чудакова, Г. В. Зимелева, В. Л. Бидермана, Н. Ф. Бочарова, Ю. А. Ечеистова, В. И. Кнороза, С. Г. Кананыхина, А. С. Литвинова, В. И. Новопольского, В. А. Петрушова, А. К. Фрумкина, Н. Н. Яценко и др.

Эти исследования заложили основы теории качения и позволили перейти к исследованиям многоколесных движителей полноприводных автомобилей.

Исследованию вопросов качения полноприводных автомобилей и автопоездов по дорогам с твердыми покрытиями посвящены работы П. В. Аксенова, Н. Ф. Бочарова, В. И. Гусева, В. А. Иларионова, Н. И. Коротоношко, В. И. Кнороза, С. П. Кананыхина, В. И. Ковицкого, А. С. Литвинова, О. Д. Макаровского, Т. Р. Папенко, В. А. Петрушова, Г. А. Смирнова, Б. С. Фалькевича, Я. Е. Фаробина, А. К. Фрумкина и др.

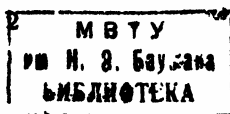
Особое место по обстоятельности изложения и по глубине проведенных изысканий занимают опубликованные в последние годы работы В. А. Петрушева.

Проведенные отечественными учеными исследования и результаты комплекса научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ, которые проводились на автозаводах под руководством Н. А. Астрова, В. А. Грачева, А. М. Кригера, А. А. Малышева, А. Д. Просвирнина, Р. А. Розова, А. А. Романченко, А. И. Титкова, Б. Л. Шапошника и др. позволили сформулировать ряд принципиальных положений, дающих возможность оценивать влияние некоторых конструктивных показателей автомобиля на величину сопротивления качению.

Однако существующая теория качения, являясь основополагающей при рассмотрении движения автомобиля по твердым ровным дорогам, не является исчерпывающей.

В ней недостаточно обследованы весьма важные вопросы, связанные с особенностями движения по реальным дорогам (микропрофиль которых может быть оценен только статистически); влияние схемы трансмиссии на сопротивление качению при повороте полноприводного автомобиля, количественная оценка влияния блокирующих качеств дифференциалов на потери в шинах и др.

Таким образом, целый ряд вопросов теории качения по дорогам с твердыми покрытиями в настоящее время освещен недостаточно и требует для своего решения проведения специальных исследований.



Соппротивление качению автомобиля при движении по деформируемым грунтам исследовалось Я. С. Агейкиным, В. Ф. Бабковым, А. И. Бируля, Г. В. Безбородовой, С. Г. Вольским, В. П. Горячкиным, М. Г. Беккером, А. Ф. Полетаевым, В. М. Сиденко, Г. А. Смирновым, А. С. Смирновым, В. А. Ульяновым и др.

На основании этих исследований сложился ряд основных представлений о процессах взаимодействия шины с грунтом, а также разработаны рекомендации по размерам и конструкциям шин, требования к блокирующим качествам дифференциалов и др.

Однако подавляющее большинство аналитических зависимостей для определения характера взаимодействия шины с грунтом построены применительно к ведомому, не нагруженному крутящим моментом, колесу.

Исключение представляют работы А. Ф. Полетаева, предложившего учитывать при определении сопротивления качению колеса траекторию перемещения частиц грунта.

В настоящее время наименее исследованы вопросы, связанные с определением влияния распределения крутящих моментов по ведущим местам полноприводных автомобилей на сопротивление качению по деформируемым грунтам.

Этот вопрос теории приобретает особо важное практическое значение в связи с наметившейся в последние годы тенденций широкого внедрения электрических и гидростатических трансмиссий.

Достижения отечественной и зарубежной науки в области теории и практики проектирования полноприводных автомобилей и автомобильных поездов вообще и теории качения, в частности, создали все необходимые предпосылки для проведения комплексных исследований качения многоприводных автомобилей в реальных условиях эксплуатации.

Целью настоящей работы является исследование проблемы снижения мощности сопротивления качению путем разработки прикладных вопросов теории качения и построения зависимостей, связывающих конструктивные показатели автомобиля с величиной мощности сопротивления качению многоприводных автомобилей и автомобильных поездов при движении в различных дорожных условиях и по деформируемым грунтам.

При этом основными задачами исследования являются:

1. Нахождение и экспериментальная проверка аналитических зависимостей, связывающих величину сопротивления качению одиночного колеса с эластичной шиной (при движении по дорогам с различными покрытиями и деформируемым грунтам) с режимом его работы, а также с параметрами шин и характеристиками поверхности качения.

2. Использование полученных зависимостей для анализа процесса качения многоприводного автомобиля с учетом связей, налагаемых на движитель схемой и характеристиками трансмиссии, особенностями компоновки и т. п.

3. Теоретическое и экспериментальное исследование влияния конструктивных особенностей автомобиля на сопротивление качению в различных дорожных условиях и по деформируемым грунтам.

4. Разработка некоторых практических рекомендаций по совершенствованию конструкций многоприводных колесных машин и их агрегатов, обеспечивающих снижение сопротивления качению, а также уточнение методов оценки и сравнения тяговых и экономических показателей существующих и проектируемых колесных машин различного конструктивного исполнения.

В работе основное внимание уделялось исследованию влияния режимов работы колесных движителей на величину мощности сопротивления качению. В связи с этим, отдельные компоненты энергетического баланса колеса с эластичной шиной, не связанные с приложением к колесу крутящего момента, или продольной силы, рассматривались только с позиций поставленной задачи.



vi

Глава I. ОСНОВНЫЕ СООТНОШЕНИЯ, ХАРАКТЕРИЗУЮЩИЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ КАЧЕНИЮ АВТОМОБИЛЬНОГО КОЛЕСА В ЗАВИСИМОСТИ ОТ РЕЖИМА ЕГО РАБОТЫ

В главе предлагаются основные энергетические и силовые соотношения, связывающие режим работы колеса с величиной сопротивления качению.

Теоретически и экспериментально показано:

1. Наименьшее сопротивление качению имеет колесо, не нагруженное продольной силой, и движущееся только под воз-

действием крутящего момента, равного моменту сопротивления качению; т. е. в свободном режиме.¹

2. Увеличение мощности сопротивления качению в ведущем, ведомом и тормозном режимах связано, с приложением к колесу продольной силы, вызывающей дополнительную деформацию шины и увеличение проскальзывания элементов протектора по поверхности дороги.

3. Суммарное значение мощности сопротивления качению может быть представлено в виде двух составляющих: мощности сопротивления качению колеса в свободном режиме (N_f^c) и дополнительной мощности, связанной с приложением к оси колеса толкающей или тормозной силы (ΔN_f). Величина второй составляющей пропорциональна квадрату продольной силы (P_k).

Отсюда выражение для определения мощности сопротивления качению может быть представлено в следующем виде:

$$N_f = N_f^c + P_k \omega_k (r_k^c - r_k) \quad (1)$$

или, при $r_k = r_k^c - \lambda P_k$

$$N_f = N_f^c + \lambda \omega_k P_k^2, \quad (2)$$

где ω_k — угловая скорость колеса; λ — коэффициент тангенциальной эластичности шины мм/кг; r_k^c и r_k — радиусы качения колеса в свободном и текущем режимах.

Из выражения (1), может быть получен баланс мощности колеса:

$$N_k^0 = N_f^c + P_k \omega_k (r_k^c - r_k) + N_k$$

или

$$N_k^0 = N_f^c + \lambda \omega_k P_k^2 + N_k. \quad (3)$$

Силовое соотношение, вытекающее из баланса мощности колеса, имеет вид:

$$\frac{M_0}{r_k^c} = P_f^c + P_k, \quad (4)$$

где P_f^c — условная сила сопротивления качению в свободном режиме.

Условная сила и коэффициент сопротивления качению выражаются следующими зависимостями:

$$P_f = P_f^c + \frac{\lambda P_k^2}{r_k} \quad \text{и} \quad f = f^c + \frac{\lambda P_k^2}{G_k r_k}, \quad (5)$$

где G_k — приходящаяся на колесо нормальная нагрузка.

¹) Впервые это было показано Р. В. Вирабовым.

4. Предложенные ранее автором реферируемой работы зависимости для определения мощности сопротивления качению как функции подводимого к колесу крутящего момента (M_0) следует считать приближенными, причем для случая качения по твердой поверхности их использование дает более удобную форму силового соотношения:

$$\frac{M_0}{r_k^0} = G_k f^0 + P_k, \quad (6)$$

где f^0 — коэффициент сопротивления качению в ведомом режиме; r_k^0 — радиус качения колеса в ведомом режиме.

Удобство этого выражения заключается в более простом определении величин f^0 (значение которого обычно приводится в таблицах) и r_k^0 .

Однако предлагаемые автором ранее мощностные и силовые соотношения в ряде случаев (например, при оценке влияния развесовки по осям на сопротивление качению многоприводного автомобиля) не могут быть использованы из-за допущенного при их выводе предположения о минимальном сопротивлении качению колеса при движении в ведомом (а не свободном, как в уточненных формулах) режиме.

5. Полученные соотношения позволяют определить коэффициент полезного действия колеса:

$$\eta_k = \frac{r_k}{r_k^c} - \frac{P_f^c r_k}{M_0}. \quad (7)$$

При этом к. п. д. колеса может быть представлен как произведение двух коэффициентов, учитывающих скоростные (η_v) и силовые (η_c) потери;

$$\eta_k = \eta_v \eta_c = \frac{r_k}{r_k^c} \frac{P_k}{P_0}, \quad (8)$$

где P_0 — подводимая к колесу полная окружная сила $\left(P_0 = \frac{M_0}{r_k^c}\right)$.

На рис. 1 представлены величины P_f и η_k колес с шинами 15.00—20, полученные экспериментально и расчетным путем по предлагаемым формулам.

6. При качении автомобильного колеса с продольным скольжением, снижение сопротивления качению может быть достигнуто за счет уменьшения величины скольжения. Минимальное значение сопротивления качению в этом случае также обеспечивается при качении колеса в свободном режиме.

В соответствии с этим, коэффициент буксования (δ) может быть выражен следующим образом:

$$\delta = \frac{V_6}{V_k^c} = 1 - \frac{r_k}{r_k^c}, \quad (9)$$

где V_6 — скорость буксования; V_k^c — скорость качения колеса в свободном режиме.

Мощность сопротивления качению колеса с продольным скольжением выражается зависимостью:

$$N_f = M_f^c \omega_k + P_k \omega_k (r_k^c - r_k') + G_k \varphi \omega_k (r_k' - r_k), \quad (10)$$

где r_k' — радиус качения колеса при $\lambda = \text{const}$ и любых значениях P_k .

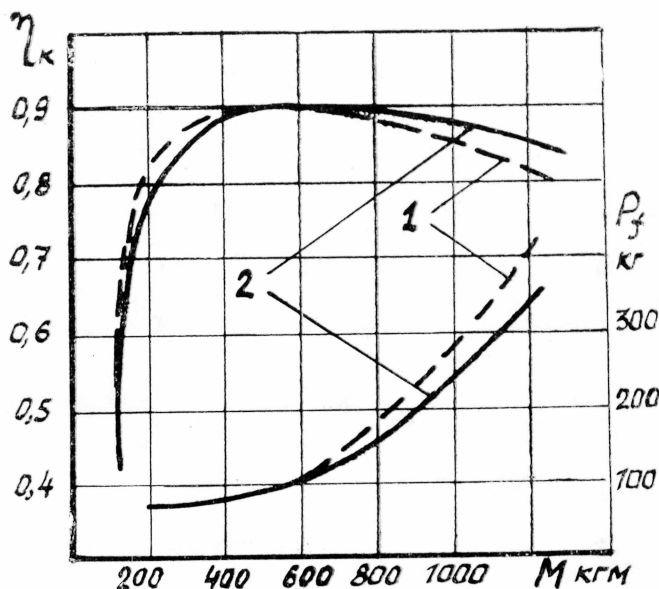


Рис. 1. Условная сила сопротивления качению и коэффициент полезного действия колеса с шиной 15.00—20: 1 — расчет; 2 — эксперимент

7. В работе предлагаются достаточно простые аналитические зависимости, позволяющие определять величину сопротивления качению колеса, установленного наклонно к поверхности дороги.

Предложенная в работе формула для определения относительной величины прироста мощности сопротивления качению колеса, установленного с наклоном под углом α по отношению к колесу, катящемуся без наклона, имеет вид:

$$\frac{\Delta N_f}{N_f} \% = \frac{B \operatorname{tg} \alpha (r_k^c - r_k)}{\lambda P_{f_n} r_k} 100 \%, \quad (11)$$

На основании уравнения (11) можно построить аналитические зависимости, выражавшие влияние углов установки управляемых колес на сопротивление качению и износ шин автомобиля.



Глава II. МОЩНОСТЬ СОПРОТИВЛЕНИЯ КАЧЕНИЮ МНОГОПРИВОДНОГО АВТОМОБИЛЯ И АВТОМОБИЛЬНОГО ПОЕЗДА

1. В связи с переходом от единичных показателей автомобильного колеса к соответствующим обобщенным показателям многоколесного движителя принято, что мощность, подводимая к колесам автомобиля, равна сумме мощностей, подводимых к отдельным колесам или мостам (в последнем случае употребляется индекс m):

$$N_a^0 = \sum_{i=1}^{2n} N_{k_i}^0,$$

где $2n$ — число колес движителя.

Аналогично: $P_a = \sum_{i=1}^{2n} (P_{k_i} + P_{\Delta_i})$ — суммарная продольная сила на колесах;

P_{Δ} — дополнительная, внутренняя по отношению к автомобилю сила, возникающая между мостами вследствие перераспределения крутящего момента, вертикальных нагрузок или разной тангенциальной эластичности шин;

r_a и ω_a — обобщенные (приведенные) радиус качения и угловая скорость движителя. При этом $\omega_a = \frac{\omega_{дв}}{i_{тр}}$ (где $\omega_{дв}$ — угловая скорость вала двигателя; $i_{тр}$ — передаточное число

трансмиссии). Приведенный радиус качения определяется по формуле:

$$r_a = \frac{V_a}{\omega_a},$$

где V_a — поступательная скорость движения автомобиля.

Отсюда могут быть получены уравнения, описывающие процесс качения многоприводной колесной машины.

Полноприводный автомобиль с дифференциальным приводом

$$N_a^0 = N_{f_a}^c + \sum_{i=1}^{2n} \lambda_i \omega_i P_{\kappa_i}^2 + N_a. \quad (12)$$

При равномерном движении и равной или близкой к равной развесовке¹⁾ и одинаковых давлениях воздуха в шинах величина λ колеблется незначительно (причем экспериментальное определение λ для всех $2n$ колес многоприводного автомобиля — задача неоправданно трудоемкая).

Тогда

$$N_a^0 = N_{f_a}^c + 2n \omega_a \lambda \left(\frac{P_a}{2n} \right)^2 + N_a. \quad (13)$$

Многоприводный автомобиль с m — числом ведомых осей и дифференциальным приводом между ведущими мостами (при тех же условиях)

а) ведомые мосты

$$\sum_{i=1}^m N_{m_i}^0 = m N_{f_m}^c + m \omega_m \lambda \left(\frac{P_{f_m}}{2m} \right)^2, \quad (14)$$

б) ведущие мосты

$$\sum_{i=1}^{n-m} N_{m_i}^0 = (n-m) N_{f_m}^c + (n-m) \omega_m \lambda \left[\frac{P_a}{2(n-m)} \right]^2 + P_a \omega_a r_a,$$

Полноприводный автомобиль с заблокированным приводом

$$N_a^0 = N_{f_a}^c + \omega_a \frac{P_a}{n} \sum_{i=1}^n r_{m_i}^c +$$

¹⁾ Влияние распределения нормальной нагрузки на мосты рассматривается ниже.

$$+ \frac{2\omega_a}{n\lambda} \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n (r_{m_i}^c - r_{m_j}^c)^2 + P_a \omega_a r_a, \quad (15)$$

где i и j — натуральный ряд чисел от 1 до n .

Величина к. п. д. многоприводного автомобиля с дифференциальным приводом определяется по формуле:

$$\eta_{кв} = 1 - \frac{P_{fa} [(n-m)r_k^0 - \gamma M_a]}{M_a} - \frac{\gamma M_a}{2(n-m)r_k^0}. \quad (16)$$

Кроме баланса мощности и к. п. д. движителя в качестве показателя тяговых качеств может быть использован и динамический фактор автомобиля.

В связи с уточнением силовых соотношений, характеризующих качение одиночного колеса, выражение для динамического фактора многоприводного автомобиля также подлежит уточнению и в общем случае имеет вид:

$$D = \frac{\frac{M_a}{r_a^c} - P_w}{G_a} = f_a^c + i + \dots \quad (17)$$

Это выражение также позволяет определять необходимую для движения величину динамического фактора автомобилей с различными типами приводов. При этом в уравнение (17) подставляется значение M_a , соответствующее тому или иному типу привода.

2. Влияние на сопротивление качению соотношения между общим числом колес и числом ведущих колес движителя

Разность величин мощностей, необходимых для движения неполноприводного и полноприводного автомобилей, выражается зависимостью:

$$\Delta N_a^0 = \lambda \frac{V_a (P_{fa}^0)^2}{2r_m^c - \lambda P_f^0} + \lambda V_a P_a^2 \left\{ \frac{2mr_m^c}{[2(n-m)r_m^c - \lambda P_a][2nr_m^c - \lambda P_a]} \right\}. \quad (18)$$

В тех случаях, когда удобнее определять величину ΔN_a^0 как функцию значения суммарного крутящего момента на колесах, используется уравнение:

$$\Delta N_a^0 = \omega_a \frac{\gamma M_a^2}{r_k^0} \frac{2mr_k^0}{[2(n-m)r_m^0 - \gamma M_a][2nr_k^0 - \gamma M_a]}. \quad (19)$$

Расчеты, выполненные по формулам (18) и (19), а также график на рис. 2 показывают, что увеличение числа ведущих осей снижает сопротивление качению многоприводных автомобилей.

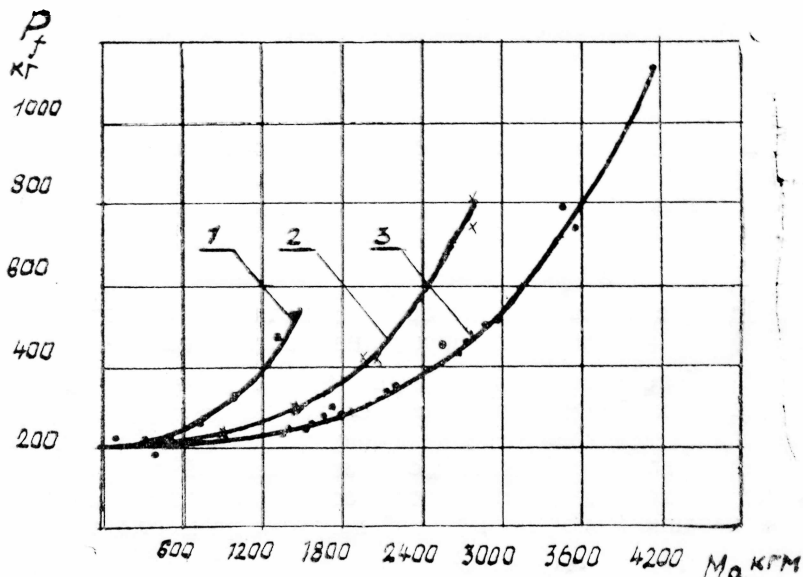


Рис. 2. Суммарная сила сопротивления качению автомобиля Урал-375: 1 — один ведущий мост; 2 — два ведущих моста; 3 — три ведущих моста

3. Сравнительная оценка влияния блокированной¹⁾ и дифференциальной схем привода на сопротивление качению

Из уравнений (13) и (15) может быть найдена разность значений суммарных крутящих моментов, необходимых для движения автомобилей с блокированным и дифференциальным приводами

$$\Delta M_a = \frac{2}{n \lambda} \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n (r_{m_i}^c - r_{m_j}^c)^2. \quad (20)$$

Из этих же уравнений может быть также получено значение разности суммарных продольных сил на колесах, а с учетом

¹⁾ Под блокированным приводом подразумевается блокированный межосевой привод. Влияние межколесных дифференциалов при прямолинейном движении не учитывается.

формулы (17), и величина разности динамических факторов, необходимых для движения в данных дорожных условиях:

$$\Delta D = \frac{2}{\lambda G_a} \frac{\sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n (r_{M_i}^c - r_{M_j}^c)^2}{\sum_{i=1}^n r_{M_i}^c}. \quad (21)$$

В работе предлагаются основные рекомендации, позволяющие сравнивать тяговые возможности автомобилей с комбинированным приводом с аналогичными автомобилями, имеющими полностью блокированный или дифференциальный привод.

4. Влияние развесовки по осям на величину сопротивления качению многоприводного автомобиля

В работе показано, что у автомобиля с дифференциальным приводом и неравномерной развесовкой по осям между мостами появляется дополнительная продольная сила, увеличивающая сопротивление качению. Появление этой силы обусловлено равенством подводимых к мостам крутящих моментов при неравномерной нормальной нагрузке на мосты, т. к. при этом $M_{f_i}^c \neq M_{f_{i+1}}^c$.

Тогда прирост момента сопротивления качению автомобиля с неравномерной развесовкой может быть найден из уравнения:

$$\Delta M_{f_a} = \frac{P_a}{n} \sum_{i=1}^n \lambda_i P_{\Delta_i} + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n \lambda_i P_{\Delta_i}^2. \quad (22)$$

В реферируемой работе приводятся формулы для определения дополнительной силы (P_{Δ}) возникающей между мостами автомобиля с любым числом ведущих осей. Для двухосного автомобиля зависимость P_{Δ} от определяющих ее факторов имеет вид:

$$P_{\Delta} = \frac{f^c (G_{M_2} r_{M_2}^c - G_{M_1} r_{M_1}^c) + \frac{P_a}{2} (r_{M_1}^c - r_{M_2}^c)}{r_{M_1}^c + r_{M_2}^c}. \quad (23)$$

Из уравнений (1) и (5) следует, что сопротивление качению автомобиля будет минимальным при равенстве отводимых от мостов сил тяги, когда $P_{\Delta} = 0$.

Отсюда может быть сформулировано и общее правило распределения крутящих моментов по мостам многоприводного автомобиля, имеющего неравномерную развесовку по осям.

Для полноприводного автомобиля это может быть выражено системой уравнений:

$$\left. \begin{aligned} \frac{M_{m_1}}{M_{m_2}} &= \frac{M_{f_{m_1}}^c + \frac{P_a}{n} r_{m_1}^c}{M_{f_{m_2}}^c + \frac{P_a}{n} r_{m_2}^c} \\ &\dots \dots \dots \\ \frac{M_{m_{n-1}}}{M_{m_n}} &= \frac{M_{f_{m_{n-1}}}^c + \frac{P_a}{n} r_{m_{n-1}}^c}{M_{f_n}^c + \frac{P_a}{n} r_{m_n}^c} \end{aligned} \right\} \quad (24)$$

Однако, вертикальные нагрузки на мосты не являются постоянными величинами, а зависят от характера и величины перевозимого груза, наличия прицепа, режимов движения и характера дороги. В связи с этим рекомендации, вытекающие из уравнения (24), могут быть реализованы только при создании автомобилей с электрическими и гидростатическими трансмиссиями, позволяющими распределять крутящий момент между ведущими мостами в любом соотношении.

5. Сопротивление качению многоприводных автомобилей на повороте

При криволинейном движении вследствие разности путей качения колес, обусловленной различными траекториями поворота, между мостами автомобиля возникают дополнительные силы (P_Δ), которые в свою очередь вызывают как продольную, так и боковую деформацию, а следовательно увеличивают сопротивление качению.

В соответствии с этим, мощность сопротивления качению автомобиля, движущегося по криволинейной траектории, может быть представлена в виде:

$$N_{f_a} = \sum_{i=1}^P N_{f_{m_i}}^y + \sum_{i=1}^{n-P} N_{f_{m_i}}^u, \quad (25)$$

где $N_{f_m}^y$ и $N_{f_m}^u$ — мощность сопротивления качению управляемого и неуправляемого мостов; P — число управляемых мостов.

Мощность сопротивления качению ведомых управляемых мостов выражается зависимостью:

$$\sum_{i=1}^P N^y_{f_{m_i}} = \sum_{i=1}^P N^c_{f_{m_i}} + \sum_{i=1}^P \frac{G_{m_i}^2 (f_{m_i}^0)^2 \operatorname{tg}^2 \Theta_i}{K_{y_i}} \omega_i r_{m_i} + \\ + \frac{\lambda}{2} \sum_{i=1}^P \left[f_{m_i}^c G_{m_i} + \frac{G_{m_i} (f_{m_i}^0)^2 \operatorname{tg}^2 \Theta_i}{K_{y_i}} \right]^2 \omega_i, \quad (26)$$

где Θ — средний угол поворота управляемого моста; K_y — коэффициент сопротивления уводу шины.

Величина мощности сопротивления качению ведущих управляемых мостов зависит от типа привода.

При блокированном приводе ее значение может быть найдено из уравнения:

$$\sum_{i=1}^P N^y_{f_{m_i}} = \sum_{i=1}^P N^c_{f_{m_i}} + \sum_{i=1}^P N^6_{f_{m_i}} + \frac{\lambda}{2} \sum_{i=1}^P (P_{\Delta_i})^2 \cos^2 \Theta_i \omega_{m_i}, \quad (27)$$

где

$$N^6_{f_m} = \frac{(P_{\Delta})^2 \sin^2 \Theta \omega_m r_m}{K_y}, \quad (28)$$

$$P_{\Delta_k} = \frac{2r_{m_k}}{n \lambda R_{m_k}} \sum_{j=P}^{j=1} (R_{m_j} - R_{m_k}), \quad (29)$$

где R_m — радиус поворота моста.

Мощность сопротивления качению ведущих управляемых и неуправляемых мостов при дифференциальной схеме трансмиссии (если $G_{m_1} = G_{m_2} = \dots = G_{m_n}$) может быть найдена по формулам, приведенным в главе П.

Мощность сопротивления качению неуправляемых ведущих мостов автомобиля с блокированным приводом можно определить по формуле:

$$\sum_{i=1}^{n-P} N^u_{f_{m_i}} = \sum_{i=1}^{n-P} N^c_{f_{m_i}} + \lambda \sum_{i=1}^{n-P} (P_{\Delta_i})^2 \omega_i. \quad (30)$$

В реферируемой работе предлагаются зависимости, построенные на основании формул (26) — (29), которые позволя-

ют оценивать влияние на сопротивление качению при повороте таких конструктивных показателей автомобиля, как схема трансмиссии, база (определяющая связь между углом поворота управляемых колес и радиусом поворота автомобиля), характеристики шин и т. п. При этом предлагаемые построения должны использоваться в рамках общей теории поворота, разработанной А. С. Литвиновым и Я. Е. Фаробиным.



Глава III. СОПРОТИВЛЕНИЕ КАЧЕНИЮ АВТОМОБИЛЯ ПО НЕРОВНЫМ ДОРОГАМ

В главе рассматриваются вопросы, связанные с особенностями качения автомобиля по реальным неровным дорогам с произвольным микропрофилем.

В этих условиях колеса автомобиля работают под воздействием переменных нагрузок (крутящий момент, продольная сила и вертикальная нагрузка), что сопровождается интенсивной пробуксовкой (проскальзыванием) и отрывами колеса от поверхности дороги.

Изменение вертикальных нагрузок (z) от 0 до 2—3 статических определяет и пределы изменения радиуса качения колеса от $r_k = 0$ до $r_k = r_0$ (при вертикальной нагрузке равной нулю).

В соответствии с этим строились и все основные уравнения, причем из соображений упрощения моделирования процессов качения на АВМ, были введены коэффициенты, учитывающие влияние продольной и радиальной нагрузок на изменение величины r_0 .

І. Одиночное колесо

Основные уравнения качения одиночного колеса представлены в виде

$$V_k = r_0 \omega_k + r_0 \omega_k \varepsilon_z - \frac{d\Delta_k}{dt} - \left(\frac{\varepsilon_p}{\varepsilon_\lambda} r_0 + K_{np} \right) |\omega_k| \Delta_k, \quad (31)$$

Для продольной силы (т. к. $\frac{d\Delta_k}{dt} = \frac{1}{\varepsilon_\lambda} (r_0 \omega_k - V_k)$,

$$\frac{dP_k}{dt} + \frac{\varepsilon_p}{\varepsilon_\lambda} r_0 |\omega_k| P_k + K_{пр} |\omega_k| P_k = \frac{1}{\varepsilon_\lambda} (r_0 \omega_k - V_k) - \frac{1}{\varepsilon_\lambda} r_0 \omega_k \varepsilon_z z, \quad (32)$$

где ε_p и ε_z — коэффициенты относительного сжатия шины по продольной и вертикальной нагрузкам; z — переменная вертикальная реакция на колесе; ε_λ — угловая эластичность шины; Δ_k — предварительная деформация шины, соответствующая моменту начала движения колеса; $K_{пр}$ — коэффициент проскальзывания (пробуксовки).

В установившемся режиме $\left(\frac{dP}{dt} = 0\right)$, при вращении колеса в одну сторону уравнение (32) принимает вид:

$$V_k = \omega_k r_0 \left(1 - \varepsilon_z z - \varepsilon_p P_k - \frac{K_{пр} \varepsilon_\lambda P_k}{r_0} \right). \quad (33)$$

Отсюда радиус качения колеса:

$$r_k = r_0 \left(1 - \varepsilon_z z - \varepsilon_p P_k - \frac{K_{пр} \varepsilon_\lambda P_k}{r_0} \right). \quad (34)$$

Мощностной баланс колеса:

$$N_0 = f^c z \omega_k r_k - r_0 \varepsilon_p P_k^2 \omega_k + \varepsilon_\lambda P_k K_{пр} \omega_k + P_k \omega_k r_k. \quad (35)$$

Значения, входящих в мощностной баланс величин ε_λ , ε_p , ε_z и $K_{пр}$, определялись из опытных данных.

Уравнения (31), (34), (35) были проверены экспериментально на специальной одноосной модельной установке и на аналоговых вычислительных машинах. Хорошее совпадение результатов позволило перейти к особенностям мощностного баланса автомобиля при движении по неровным дорогам.

2. Мощностной баланс автомобиля, движущегося по неровной дороге

Мощность сопротивления качению ведущих колес можно представить в виде суммы составляющих:

$$N_{fa} = N_{fa}^c + N_{fa}^\partial + N_{fa}^6, \quad (36)$$

где N_{fa}^∂ — мощность, затрачиваемая на тангенциальное деформирование шин (при $r_k = r_k^c - \lambda P_k$, где $\lambda = \text{const}$); N_{fa}^6 — мощность проскальзывания (буксования).

Все составляющие правой части уравнения определяются через полученные для одиночного колеса зависимости.

Мощность, затрачиваемая на радиальное деформирование ведущих колес (мощность сопротивления качению в свободном режиме):

$$N_{fa}^c = f^c \sum_{i=1}^{2(n-m)} z_i r_{\kappa_i} \omega_{\kappa_i}. \quad (37)$$

Здесь величина z — переменная и зависит от характеристик дороги, а также от конструктивных показателей автомобиля.

Мощность, затрачиваемая на деформирование (и частичное проскальзывание) ведущих колес:

$$N_{fa}^d = r_0 \varepsilon_p \sum_{i=1}^{2(n-m)} P_{\kappa_i}^2 \omega_{\kappa_i}. \quad (38)$$

Мощность буксования (проскальзывания) ведущих колес можно представить в виде:

$$N_{fa}^b = \varepsilon_\lambda \sum_{i=1}^{2(n-m)} P_{\kappa_i}^2 K_{пр} \omega_{\kappa_i}. \quad (39)$$

Мощность сопротивления качению ведомых колес также можно представить как сумму двух составляющих

$$N_{fa}^0 = N_{fa}^c + N_{fa}^d, \quad (40)$$

где

$$N_{fa}^c = f^c \sum_{i=1}^{2m} z_i r_{\kappa_i} \omega_{\kappa_i}, \quad N_{fa}^d = (f^c)^2 r_0 \varepsilon_p \sum_{i=1}^{2m} z_i^2 \omega_{\kappa_i}.$$

Тогда мощностной баланс автомобиля с дифференциальным приводом будет иметь вид:

$$\begin{aligned} N_a^0 = & f^c \sum_{i=1}^{2m} z_i r_{\kappa_i} \omega_{\kappa_i} + (f^c)^2 r_0 \varepsilon_p \sum_{i=1}^{2m} z_i^2 \omega_{\kappa_i} + f^c \sum_{i=1}^{2(n-m)} z_i r_{\kappa_i} \omega_{\kappa_i} + \\ & + r_0 \varepsilon_p \sum_{i=1}^{2(n-m)} P_{\kappa_i}^2 \omega_{\kappa_i} + \varepsilon_\lambda \sum_{i=1}^{2(n-m)} P_{\kappa_i}^2 K_{пр} \omega_{\kappa_i}. \end{aligned} \quad (41)$$

Уравнение (41) позволяет определять мощность сопротивления качению, подставляя в него значения z , полученные для данного участка дороги с произвольным микропрофилем, а также найденные экспериментально значения (ε_λ , ε_p и ε_z).

18663984

На основании экспериментальных данных были построены законы распределения вертикальных реакций и их среднеквадратичных значений для различных типов дорог, а также корреляционные таблицы их максимальных и минимальных значений.

Для моделирования процесса качения автомобиля по неровной дороге были составлены машинные уравнения с использованием (для моделирования влияния подвески и жесткости трансмиссии) соответствующие зависимости.

Значения вертикальных реакций (z) рассчитывались на АВМ и подавались на соответствующий вход блок-схемы.

Для получения практических рекомендаций были промоделированы две схемы трансмиссии, при различных собственных частотах неподрессоренных масс и различных давлениях воздуха в шинах.



Глава IV. МОЩНОСТЬ СОПРОТИВЛЕНИЯ КАЧЕНИЮ КОЛЕСА ПО ДЕФОРМИРУЕМОМУ ГРУНТУ

1

В первых параграфах главы рассматриваются работы Я. С. Агейкина, В. Ф. Бабкова, Г. Б. Безбородовой, М. Г. Беккера, А. К. Бируля, С. Г. Вольского, В. И. Задорожного, М. Н. Летошнев, А. Ф. Полетаева, Г. А. Смирнова, В. А. Ульянова и других отечественных и зарубежных исследователей, создавших современную теорию проходимости.

Показано, что наиболее перспективным методом построения зависимостей, связывающих режим работы колеса с величиной сопротивления качению, является определение энергии (мощности), затрачиваемой на деформирование грунта как функции режимов работы колеса и параметров грунта C и μ , по которым накоплен большой фактический материал.

I. Жесткое одиночное колесо

Основная гипотеза, на которой базируются все дальнейшие построения может быть сформулирована следующим образом: сила, касательная к траектории движения элементарного участка обода колеса, изменяется пропорционально длине ее перемещения в грунте. Кроме того, при выводе основных зависимостей принимается, что упругость грунта мала и ею можно пренебречь.

Допущение о пропорциональности пути погружения элементарного участка колеса величине касательной силы не противоречит закону механики грунтов и основано на том, что работу производит только сила, касательная к траектории движения, тогда как нормальная составляющая вызывает лишь изменение формы траектории перемещения точки обода в грунте.

Согласно рис. 3 элементарная сила, касательная к траектории движения, определится по формуле:

$$dP^k = cB(S-s)^n dl, \quad (42)$$

где S — длина траектории точки на обода колеса (циклоиды) от входа в контакт до выхода из него; s — текущее значение длины траектории точки обода колеса; dl — элементарная площадка, перпендикулярная к элементарной касательной силе.

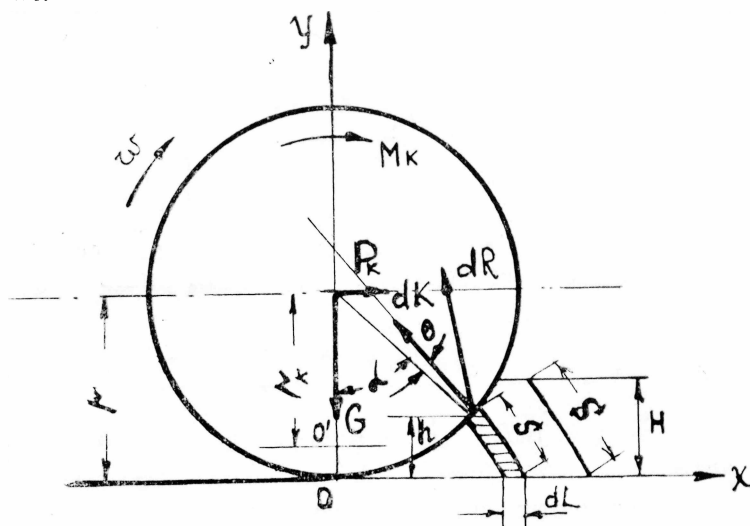


Рис. 3. Предлагаемая расчетная схема

Имея в виду, что $dl = dL \cos \theta$ и $dP^k = cB(S-s)^n \cos \theta dL$ можно найти величину работы колеса за один оборот. Заменяя dl и $\cos \theta$ их значениями (из рис. 3 и параметрического уравнения циклоиды) получим:

$$A_{ог} = \frac{r_k}{r_k^c} \int_0^{2\pi r_k^c} dL \int_0^s (S-s)^n dh. \quad (43)$$

В общем случае длина циклоиды не может быть выражена через ее параметрическое уравнение.

Для ее определения можно воспользоваться эмпирическим выражением:

$$S = 10^k (r_k^c)^{1-n'} h^{n'}. \quad (44)$$

Здесь k и n' — показатели, зависящие от формы циклоиды, определяемой отношением $\frac{r_k}{r_k^c}$.

Тогда мощность сопротивления качению колеса по деформируемому грунту:

$$N_f = 10^{k\mu} (r_k^c)^{\mu(1-n')} \omega_k r_k c B H^{n\mu'+1} \left[1 - \frac{\mu}{n'+1} + \frac{\mu(\mu-1)}{2(2n'+1)} \right]. \quad (45)$$

Для определения мощности сопротивления качению колеса в свободном режиме в формулу (45) подставляется соответствующее значение величины глубины колеи

$$H = \left[\frac{2G_k}{CB \sqrt{2r_k^c} \left(2 - \frac{13}{15} \mu + \frac{1}{5} \mu^2 \right)} \right]^{\frac{1}{\mu+0,5}}. \quad (46)$$

Тогда зависимость для определения мощности сопротивления качению колеса в свободном режиме будет иметь вид:

$$N_f^c = \frac{(2G_k^2)^{\frac{\mu+1}{2\mu+1}} \left(1 - \frac{3}{5} \mu + \frac{1}{6} \mu^2 \right) \omega_k r_k^c}{(r_k^c)^{\frac{\mu+1}{2\mu+1}} (CB)^{\frac{1}{2\mu+1}} \left(2 - \frac{13}{15} \mu + \frac{1}{5} \mu^2 \right)^{\frac{2\mu+2}{2\mu+1}}}. \quad (47)$$

Мощность сопротивления качению в других режимах, по аналогии с формулой (1), можно представить в виде:

$$N_f = N_f^c + P_k \omega_k (r_k^c - r_k). \quad (48)$$

На рис. 4 приведены зависимости мощности сопротивления качению от определяющих ее величину показателей, полученных аналитически по формулам (45) и (48) и экспериментально.

Удовлетворительное совпадение результатов подтверждает возможность использования предложенной зависимости для практических расчетов.

Глубина колеи (при качении колеса в ведущем или любом другом режиме) может быть найдена по формуле:

$$H = \left\{ \frac{N_f^c + P_k \omega_k (r_k^c - r_k)}{10^{k\mu} (r_k^c)^{\mu(1-n')} CB \left[1 - \frac{\mu}{n'+1} - \frac{\mu(\mu+1)}{2(2n'+1)} \right] \omega_k r_k} \right\}^{\frac{1}{n'\mu+1}} \quad (49)$$

В предлагаемые зависимости могут быть введены поправки, учитывающие влияние на величину мощности сопротивления качению скорости движения, а также упругости и липкости грунта.

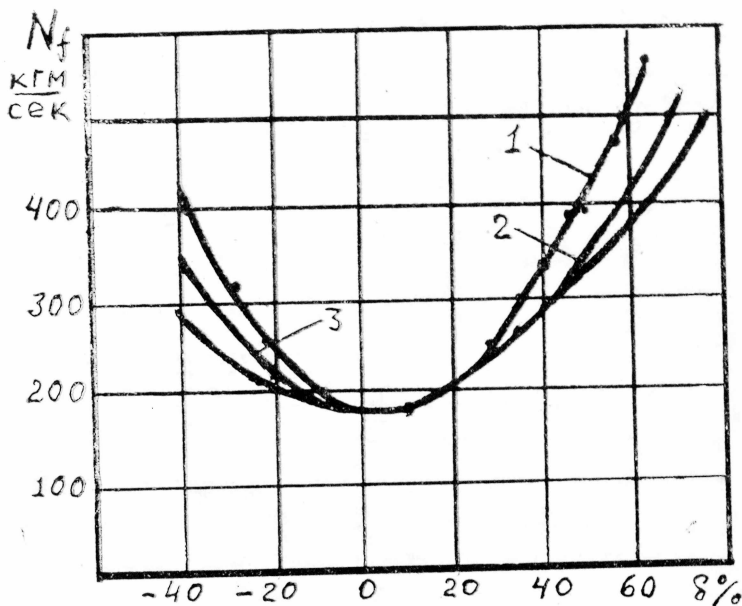


Рис. 4. Мощность сопротивления качению колеса диаметром—100 см, шириной—30 см и вертикальной нагрузкой—1280 кг по суглинистой пахоте: 1—эксперимент; 2—3—расчет по формулам (45) и (48)

2. Колесо с эластичной шиной

В работе показано, что для колеса, имеющего шину с нерегулируемым давлением воздуха (или при номинальном давлении воздуха для шин с регулируемым давлением), характер

взаимодействия с грунтом может быть описан уравнениями (44) — (48). Это объясняется относительно малой деформацией шины по сравнению с деформацией грунта и подтверждается экспериментами, результаты которых приведены в реферируемой работе.

Экспериментально также подтверждено, что при сниженном давлении воздуха в шинах до $1-0,9 \text{ кг/см}^2$ может быть использована схема, предложенная В. Ф. Бабковым; при этом в формулы вместо радиуса (или диаметра) эластичной шины следует подставлять их эквивалентное значение по В. Ф. Бабкову.

При расчетах, связанных с определением мощности качения по грунту эластичных колес, следует также учитывать и потери в шине по формулам, приведенным в 1 главе настоящей работы.

Для облегчения инженерных расчетов по зависимостям (47), (48) и (49), в которых основной составной частью является мощность сопротивления качению в свободном режиме (или глубина прокладываемой колеи), предлагаются специальные номограммы.



Глава V. МОЩНОСТЬ СОПРОТИВЛЕНИЯ КАЧЕНИЮ МНОГОПРИВОДНОГО АВТОМОБИЛЯ ПО ДЕФОРМИРУЕМЫМ ГРУНТАМ

I. Изменение сопротивления качения в зависимости от числа проходов колеса

При прямолинейном движении многоприводного автомобиля по деформируемому грунту колеса передней оси движутся по целине, а задние по проложенной передними колесами колее. При этом, если грунт уплотняется ($\mu > 0$), то мощность сопротивления качению колес, идущих по колее, будет меньше, чем идущих по целине в том же режиме.

Изменение характера взаимодействия первого и последующих колес с грунтом является вопросом, до настоящего времени, изученным недостаточно.

В работе показано, что вполне удовлетворительные результаты дает эмпирическая зависимость, полученная на основании обработки результатов экспериментальных исследований

изменения глубины колеи в зависимости от числа проходов по грунтам различного качества и состояния.

Показано, что при этом величина C изменяется по следующему закону:

$$C_{k+1} = C_k A_k^\mu, \quad (50)$$

где A_k — коэффициент уплотнения грунта, численно равный приращению глубины колеи (H_k) при проходе K -го колеса.

Величина C_k может быть выражена через C_1 и A_k .

Тогда в общем виде:

$$C_{k+1} = C_1 \prod_{i=1}^k A_i^\mu$$

Отсюда мощность сопротивления качению колеса после K -го прохода определится зависимостью:

$$N_{fk} = \frac{(2G_k^2)^{\frac{\mu+1}{2\mu+1}} \left(1 - \frac{2}{3}\mu + \frac{1}{6}\mu^2 \right) \omega_k r_k^c}{(r_k^c)^{\frac{\mu+1}{2\mu+1}} (C_1 B)^{\frac{1}{2\mu+1}} \left(2 - \frac{13}{15}\mu + \frac{1}{5}\mu^2 \right)^{\frac{2\mu+2}{2\mu+1}}} \prod_{i=1}^k A_{k-1}^{-\frac{\mu}{2\mu+1}}. \quad (51)$$

Определив величину C_1 , можно найти суммарное сопротивление качению автомобиля с n — числом ведущих осей:

$$N_{fa} = 2 \sum_{i=1}^n N_{fi} + 2 \sum_{i=1}^n P_{ki} \omega_{ki} (r_{ki}^c - r_{ki}).$$

Полученные зависимости подтверждаются экспериментами, проведенными на специальном подвижном стенде и грунтовом канале.

2. Влияние распределения крутящего момента и веса по ведущим мостам на величину сопротивления качению

Полученные зависимости позволяют определить оптимальное распределение крутящих моментов и весовой нагрузки по мостам многоприводных автомобилей, что представляет особый интерес в связи с тенденцией широкого распространения колесных машин с электрическими и гидростатическими трансмиссиями, позволяющими распределять крутящие моменты по ведущим мостам в любом соотношении.

Аналитически оптимальное распределение суммарного крутящего момента по ведущим мостам многоосного автомобиля

(при его равномерном движении без прицепа) может быть найдено из приведенных ниже соотношений.

Величина крутящего момента на k -том мосту:

$$M_{m_k} = M_a \frac{C_k H_k^{\mu+1}}{\sum_{i=1}^n C_i H_i}$$

В это уравнение подставляются известные значения C_k и A .

Тогда:

$$M_k = \frac{\frac{G_{m_k}}{\sqrt{2r_{m_k}^c}} \prod_{i=1}^n A_{k-1}^{-\frac{0,5\mu}{\mu+0,5}}}{\left[\frac{G_{m_1}}{\sqrt{2r_{m_1}^c}} \right]^{\frac{\mu+1}{\mu+0,5}} + A_1^{-\frac{0,5\mu}{\mu+0,5}} \left[\frac{G_{m_2}}{\sqrt{2r_{m_2}^c}} \right]^{\frac{\mu+1}{\mu+0,5}} + \dots + 1 + [A_1 A_2 \dots A_{n-1}]^{-\frac{0,5\mu}{\mu+0,5}} \left[\frac{G_{m_n}}{\sqrt{2r_{m_n}^c}} \right]^{\frac{\mu+1}{\mu+0,5}}} \quad (52)$$

При равной развесовке по мостам ($G_{m_1} = G_{m_2} = \dots = G_{m_n}$ и $r_{m_1}^c = r_{m_2}^c = \dots = r_{m_n}^c$) зависимость (52) соответствующим образом упрощается. При наличии силы тяги на крюке оптимальное распределение крутящих моментов может быть найдено по формулам (51) и (52) с использованием экспериментальных зависимостей $r_k = f(P_k)$ и $r_k = \varphi(M_0)$.

В реферируемой работе приведены графики, иллюстрирующие оптимальное распределение крутящих моментов по мостам двухосного автомобиля для случая движения по суглинистой пахоте в зависимости от величины силы тяги на крюке, из которых следует, что при равномерной развесовке по осям отношение крутящего момента на переднем мосту к суммарному крутящему моменту лежит в пределах от 80% ($P_a = 0$) до 40% ($P_a = 2200$ кг).

Для аналогичных грунтовых условий эти значения для трехосных автомобилей лежат в пределах 67%—25%, для четырехосных — 57%—19%.

В заключение необходимо отметить, что, как показывают расчеты и экспериментальные исследования, блокированный привод автомобиля, имеющего равномерную развесовку, по мостам при прямолинейном движении обеспечивает распределение крутящих моментов близкое к оптимальному.

Результаты исследования влияния распределения вертикальных нагрузок по осям показали, что при движении по грунтам с $\mu=0$ и любым значением μ с наименее выгодной является равномерная развесовка. При $\mu>0$ выгоднее несколько меньшая нагрузка на переднюю ось $\left(\frac{G_{м1}}{G_a} 100\% < 50\% \right)$.

— • —

Глава VI. НЕКОТОРЫЕ ПРАКТИЧЕСКИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ РАЗРАБОТАННОГО МЕТОДА ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ МНОГОПРИВОДНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ И ИХ АГРЕГАТОВ

Предложенные методы расчета сопротивления качению многоприводных автомобилей и автомобильных поездов были апробированы при исследовании ряда вопросов, связанных с выбором конструктивных схем трансмиссий и их отдельных агрегатов, а также при отработке ОТТ на многоприводные автомобили.

Основными из этих вопросов были:

- исследование конструктивной схемы трансмиссии трехосных автомобилей Урал и КраЗ;
- исследование влияния конструктивных показателей межколесных дифференциалов на сопротивление качению и выбор величин коэффициентов блокировки;
- исследование влияния углов установки управляемых колес на сопротивление качению.

I. Исследование конструктивной схемы привода к переднему мосту трехосных автомобилей Урал и КраЗ

Как было установлено выше, увеличение числа ведущих колес (в частности включение переднего моста) при дифференциальном приводе обеспечивает повышение тягово-динамических показателей автомобиля, а следовательно и уменьшение расхода горючего.

Для установления количественных показателей, характеризующих это обстоятельство применительно к трехосным автомобилям Урал и КраЗ, были проведены специальные теоретические и экспериментальные исследования. Особый практический интерес это представляло в связи с тем, что в трансмиссии автомобиля Урал-375 была установлена раздаточная коробка, конструкция которой предусматривала возможность осуществления трех типов межосевой связи:

- включение переднего моста через межосевой несимметричный дифференциал (дифференциальная связь);
- включение переднего моста при одновременном блокировании межосевого дифференциала (блокированная связь);
- отключение переднего моста.

Наиболее удобным способом, позволяющим оценить изменение величины мощности сопротивления качению, связанное с применением того или иного типа привода, является замер расхода горючего. Кроме того, величина расхода горючего является и наиболее наглядным экономическим показателем целесообразности принятого конструктивного решения.

Теоретические и экспериментальные исследования показали, что при включении переднего моста трехосных автомобилей Урал и КраЗ (при дифференциальной схеме привода) расход горючего уменьшается в следующих пределах:

- при движении без прицепа при частичной подаче топлива на IV и V передачах — на 3—5,5 %;
- при движении на полной подаче топлива — на 7÷8 %;
- при движении на 3 передаче при полной подаче топлива — на 8—12 %;
- при движении по кольцевому маршруту протяженностью 100 км автомобиль Урал-375 со всеми ведущими мостами и дифференциальным приводом расходовал горючего на 4,5÷6 л (8,5÷9,5 %) меньше, чем тот же автомобиль с выключенным передним мостом.

В соответствии с результатами исследований были разработаны рекомендации об изменении конструкции раздаточной коробки автомобиля Урал-375, принятые и реализованные Уральским автомобильным заводом. С 1963 г. автомобиль имеет новую схему трансмиссии — постоянно включенный передний мост через несимметричный межосевой дифференциал.

Аналогичные рекомендации по автомобилям КраЗ с колесной формулой 6×6 были подтверждены проведенными в НАМИ испытаниями и в настоящее время внедрены Кременчугским автомобильным заводом.

На перспективных многоприводных автомобилях Горьковского и Уральского автозаводов также предусматривается установка симметричных межтележечных дифференциалов.

2. Исследование влияния коэффициента блокировки межколесных дифференциалов на сопротивление качению многоприводных автомобилей

Влияние коэффициента блокировки (K_6) на проходимость изучалась многими авторами, однако влияние величины этого коэффициента на сопротивление качению (качественно не вызывавшее сомнений), количество могло быть найдено только после построения формул, связывающих величину сопротивления качению с приложенной к колесу продольной силой или крутящим моментом.

На основании приведенных в главе 1 уравнений была предложена формула для определения мощности сопротивления качению полноприводного автомобиля с межколесными дифференциалами, имеющими различную степень блокировки, в случае вращения правых и левых колес с различной угловой скоростью (поворот, наезд на препятствие и т. п.):

$$N_{fa} = N_{fa}^0 + \sum_{i=1}^n \frac{\gamma_i (\omega_n K_{6i}^2 + \omega_n) M_{mi}}{r_{k0} (1 + K_{6i})}, \quad (53)$$

где ω_n и ω_l угловые скорости отстающего и забегающего колес i -го моста.

Работа проводилась в связи с промышленным внедрением предложенного М. С. Еремеевым коническо-винтового дифференциала с дисками трения.

Теоретические и экспериментальные исследования установили количественные показатели влияния коэффициента блокировки межколесного дифференциала на сопротивление качению и расход горючего, подтвердили целесообразность учета этого обстоятельства при выборе величины коэффициента блокировки, а также позволили выявить нецелесообразность установки дифференциалов типа муфты свободного хода.

Дальнейшие исследования межколесных коническо-винтовых дифференциалов проводились М. С. Еремеевым под общим научным руководством автора.

В результате этих исследований была окончательно отработана конструкция дифференциала и выбраны наиболее рациональные величины коэффициентов блокировки.

В настоящее время дифференциалы этого типа устанавливаются на колесном тракторе Т-155.

3. Исследование влияния углов установки управляемых колес автомобиля на сопротивление качению

На основании формулы (11), определяющей величину сопротивления качению колеса в плоскости, наклонной к поверхности дороги, представилось возможным более обоснованно, с учетом величины сопротивления качению (а следовательно и износа шин), выбирать величины углов установки управляемых колес автомобилей.

Эти исследования выполнялись В. Д. Каменевым под научным руководством автора представляемой работы.

Проведенные исследования подтвердили, что углы установки управляемых колес существенным образом влияют на мощность баланс, расход топлива и износ шин автомобиля.

На основе полученных зависимостей и исследований стабилизирующего действия углов установки управляемых колес были разработаны рекомендации по выбору наивыгоднейших соотношений углов установки управляемых колес для вновь проектируемых и серийных автомобилей.



Глава VII. МЕТОДИКА И АППАРАТУРА ДЛЯ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

Исследования сопротивления качению одиночного колеса и многоколесного автомобильного движителя по твердым дорогам и деформируемому грунту проводились на специальных стендах и в дорожных условиях при помощи стандартной и специально изготовленной для данных исследований аппаратуры.

Основное оборудование включало:

- трехосный барабанный стенд;
- самоходную установку с гидроприводом для исследования взаимодействия одиночного колеса и многоколесного движителя с грунтом;

— одноосную модельную установку, для исследования взаимодействия колеса с дорожными неровностями;

— грунтовый канал;

— электронный интегратор для определения среднего значения крутящего момента, подводимого к колесам автомобиля;

автомобиль-лабораторию с комплектом электроизмерительной аппаратуры (расходомеры, датчики крутящего момента, пути, скорости и оборотов, усилительная аппаратура, осциллограф, источники питания);

— электронные (аналоговые) моделирующие машины МН-7.

В числе перечисленного выше оборудования с участием автора разработаны: электронный интегратор, самоходная установка с гидравлическим приводом и грунтовый канал.

Использованные при проведении работы методы и аппаратура обеспечили достаточно высокую точность и стабильность полученных результатов.



ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. В результате выполненных исследований разработан и экспериментально проверен общий метод расчета сопротивления качению многоприводных автомобилей и автопоездов при движении с любым числом ведущих и ведомых колес по дорогам различного качества и состояния и по деформируемым грунтам.

2. Предлагаемые аналитические зависимости удобны для практического использования, построены по единому принципу для всех типов дорог и различных грунтов и содержат связь величины сопротивления качению (и ее компонент, связанных с тангенциальным деформированием и проскальзыванием шин) с характером распределения крутящих моментов, определяемым типом и схемой трансмиссии и компоновочными показателями автомобиля.

3. Разработанный метод позволяет по стадии проектирования колесной машины производить оценку влияния на сопротивление качению, тягово-динамические показатели и расход топлива следующих факторов:

— соотношения между общим числом колес и числом ведущих колес в двигателе;

— общей схемы трансмиссии автомобиля или автопоезда, определяющей характер распределения крутящих моментов между ведущими колесами и мостами;

— параметров и геометрических размеров эластичных шин автомобиля и автопоезда;

— режима движения автомобиля или автопоезда и перераспределения нормальных реакций на колесах;

— микропрофиля дороги или основных характеристик грунта;

— криволинейности траектории движения поворота, определяемой геометрическими конструктивными показателями автомобиля или автопоезда;

— углов установки управляемых колес автомобиля.

Это позволяет выбирать для проектируемого автомобиля наиболее выгодную, с точки зрения сопротивления качению и расхода топлива, схему трансмиссии, компоновку и характеристики эластичного движителя, а также сопоставлять существующие конструкции колесных машин по их тягово-динамическим показателям при движении по дорогам различного качества и состояния и по деформируемым грунтам.

4. В процессе выполнения исследований впервые разработаны:

а) единый принцип построения аналитических зависимостей, определяющих величину сопротивления качению при движении по твердой поверхности и деформируемым грунтам;

б) метод разделения суммарной мощности сопротивления качению на составляющие и способ аналитического определения их величин;

в) аналитические зависимости, позволяющие определять величину сопротивления качению как функцию подводимого к колесу крутящего момента или продольной силы, при движении по недеформируемым поверхностям (как с ровным, так и с неровным покрытиями) при различной нагрузке на мосты автомобиля;

г) аналитические зависимости, определяющие величину сопротивления качению колеса, катящегося под углом к вертикальной плоскости, используя которые можно определять влияние углов установки управляемых колес на величину сопротивления качению;

д) способ оценки влияния схемы трансмиссии на сопротивление качению автомобиля при движении на повороте;

е) формулы, позволяющие определять мощность сопротивления качению одиночного колеса и многоприводной колесной машины при движении по деформируемому грунту, в зависимости от проскальзывания или приложенной к колесу продольной силы;

д) уточнение предложенной акад. Е. А. Чудаковым формулы динамического фактора автомобиля.

5. Разработанные на основе предложенных аналитических зависимостей методы расчета нашли применение при проведении ряда научно-исследовательских работ, связанных с выбором конструктивных схем трансмиссии и отдельных агрегатов многоприводных автомобилей и автопоездов.

Основные рекомендации, полученные на основании разработанного метода (как непосредственно автором, так и под его научным руководством), приняты и в настоящее время реализованы заводами и НИУ промышленности.

К ним относятся:

а) рекомендации по изменению раздаточной коробки автомобиля Урал-375 и схеме привода к полуприцепу опытного образца активного автопоезда.

Эти предложения учтены УралАЗом и при разработке новых образцов полноприводных автомобилей с колесными формулами 6×6 и 8×8 .

б) рекомендации по конструкции перспективного автомобиля с колесной формулой 8×8 Горьковского автомобильного завода;

в) раздел ОТТ к полноприводным автомобилям, разработанный при участии автора;

г) рекомендации по конструкции автомобилей с колесной формулой 6×6 Камского автомобильного завода.

Ряд рекомендаций, предложенных в ходе проведения работы, подтвержден исследованиями, проводимыми другими организациями и в настоящее время принят к реализации.

К таким рекомендациям относится целесообразность установки межосевого дифференциала на автомобилях с колесной формулой 6×6 Кременчугского автомобильного завода. Проведенные НАМИ испытания подтвердили эту рекомендацию, которая в настоящее время принята и реализована Кременчугским автозаводом.

Ряд предложенных в диссертации зависимостей разработан совместно с М. С. Еремеевым, В. И. Ковицким, В. Д. Каменевым и М. П. Чистовым при выполнении научно-исследовательских работ и кандидатских диссертаций, проводимых под научно-методическим руководством автора.

Содержание основных разделов диссертации опубликовано в следующих работах:

1. Пирковский Ю. В. Теоретическое и экспериментальное определение коэффициента полезного действия колеса. М., 1962.

2. Пирковский Ю. В., Быканов И. К. Электронный прибор для усреднения результатов исследования неустановившихся процессов. М., 1958.

3. Пирковский Ю. В. Расчетное определение силы и коэффициента сопротивления качению ведущего колеса с эластичной шиной. М., 1963.

4. Пирковский Ю. В. Влияние самоприспособляемости двигателя на тяговые и экономические качества многоприводных автомобилей. М., 1963 г.

5. Пирковский Ю. В., Яценко Н. Н. Исследование конструктивной схемы привода и передним мостам автомобилей на их тяговые и экономические качества «Автомобильная промышленность», 1963, № 1.

6. Яценко Н. Н., Пирковский Ю. В. Всегда ли надо выключать передний мост? «Техника и вооружение», 1963, № 11.

7. Пирковский Ю. В. Некоторые вопросы качения автомобильного колеса. «Автомобильная промышленность», 1965, № 12.

8. Пирковский Ю. В. Некоторые теоретические предпосылки выбора принципиальных схем и унифицированных элементов трансмиссии для полноприводных автомобилей (тезисы доклада на Всесоюзном семинаре). Изд. Комитета стандартов, мер и измерительных приборов СМ СССР, 1967.

9. Пирковский Ю. В., Еремеев М. С. Влияние степени блокировки дифференциала на сопротивление качению автомобиля. «Автомобильная промышленность», 1968, № 12.

10. Пирковский Ю. В., Еремеев М. С. Результаты стендовых испытаний коническо-винтовых дифференциалов с дисками трения. М., 1968.

11. Ковицкий В. И., Пирковский Ю. В. Особенности мощностного баланса автомобиля, движущегося с частичной пробуксовкой ведущих колес. «Автомобильная промышленность», 1968, № 12.

12. Кольцов В. И., Пирковский Ю. В., Ковицкий В. И. Построение модели качения эластичного колеса при быстромменяющихся нагрузках. «Известия ВУЗов. Машиностроение», 1969, № 2.

13. Кольцов В. И., Пирковский Ю. В., Ковицкий В. И. Модель листовой рессоры. «Автомобильная промышленность», 1970, № 10.

14. Папенко Т. Р., Пирковский Ю. В. Исследование трогания с места длиннобазного активного автопоезда с механическим приводом к колесам полуприцепа. М., 1967.

15. Папенко Т. Р., Пирковский Ю. В. Исследование тяговых качеств активного автопоезда при криволинейном движении. М., 1970.

16. Петрушов В. А., Пирковский Ю. В., Щуклин С. А., О различии тягово-динамических показателей автомобилей с дифференциальным и блокированным приводом. «Автомобильная промышленность», 1967, № 5.

17. Пирковский Ю. В., Еремеев М. С. Исследование влияния блокирующих межколесных дифференциалов на поворот полноприводных автомобилей. М., 1970.

18. Пирковский Ю. В., Каменев В. Д., Растегаев Л. Г. Исследование поворота двухосного автомобиля с колесной формулой 4×4. «Автомобильная промышленность», 1970, № 1.

19. Каменев В. Д., Пирковский Ю. В., Бочаров Н. Ф. Качение эластичного колеса в плоскости, наклонной к поверхности дороги. «Известия ВУЗов. Машиностроение». 1970, № 9.

20. Пирковский Ю. В., Чистов М. П. Затраты мощности на образование колеи при качении жесткого колеса по деформируемому грунту. Труды НАМИ, 1971, вып. 131.

21. Пирковский Ю. В., Чистов М. П. Подвижный стенд для исследования взаимодействия колесного движителя с грунтом. Оперативная информация НИИНАвтопром, 1968, № 11.

22. Пирковский Ю. В., Чистов М. П. Расчетное определение энергетических параметров, характеризующих качение по деформируемому грунту. «Известия ВУЗов. Машиностроение», 1972, № 9.

23. Ковицкий В. И., Кольцов В. И., Пирковский Ю. В. Исследование на АВМ зависимостей между вертикальными реакциями на колесах и параметрами поддрессирования автомобиля. «Автомобильная промышленность», 1972, № 11.

24. Пирковский Ю. В., Чистов М. П. Выбор геометрических размеров колеса для движения по деформируемым грунтам. Реферативный сборник НИИНАвтопром. «Конструкция автомобилей», 1972, № 5.

25. Пирковский Ю. В. Общая формула мощности сопротивления качению полноприводного автомобиля. «Автомобильная промышленность», 1973, № 1.
