

76

ТРУДЫ
НАМИ

Выпуск 73

**ОБОБЩЕННЫЙ МЕТОД РАСЧЕТА
СОПРОТИВЛЕНИЙ КАЧЕНИЮ АВТОМОБИЛЕЙ
И АВТОПОЕЗДОВ С РАЗЛИЧНЫМИ ТИПАМИ
ПРИВОДА**

Сборник первый

— 1965 —

Государственный комитет автотракторного и сельскохозяйственного
машиностроения при Госплане СССР

Управление по развитию автомобильной промышленности

ЦЕНТРАЛЬНЫЙ ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ НАУЧНО-
ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ АВТОМОБИЛЬНЫЙ И АВТОМОТОРНЫЙ ИНСТИТУТ

НАМИ

ТРУДЫ
НАМИ

Выпуск 73

ОБОБЩЕННЫЙ МЕТОД РАСЧЕТА
СОПРОТИВЛЕНИЙ КАЧЕНИЮ АВТОМОБИЛЕЙ
И АВТОПОЕЗДОВ С РАЗЛИЧНЫМИ ТИПАМИ
ПРИВОДА

Сборник первый

ОТДЕЛ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЙ ИНФОРМАЦИИ

Москва

1965

Сборник состоит из пяти конспективно изложенных статей, взаимосвязанных единством примененного метода исследования, которые посвящены анализу процесса качения колесных движителей автомобилей и автопоездов независимо от числа их осей.

В первой статье изложены основные теоретические предпосылки построения обобщенного метода оценки сопротивлений качению транспортных средств на колесах с эластичными шинами. Здесь же вводятся понятия обобщенных параметров качения многоколесных движителей.

Во второй статье дан вывод зависимости коэффициента сопротивления качению автомобилей и автопоездов от обобщенных параметров их движителей.

В третьей статье на основе классификации по принципиально конструктивным признакам приведены соображения относительно учета при теоретическом исследовании характерных особенностей различных типов привода автомобилей и автопоездов.

В четвертой статье дано краткое изложение способа нахождения обобщенных параметров качения колесных движителей с индивидуальным приводом по известным параметрам применяемых ошинованных колес.

В пятой статье дано изложение способа определения обобщенных параметров качения колесных движителей с симметрично-дифференциальным приводом.

Все пять статей построены на общих предпосылках, изложенных в первой статье, и имеют единую систему условных обозначений, приведенную в конце сборника.

Труды НАМИ, вып. 73
ОБОБЩЕННЫЙ МЕТОД РАСЧЕТА
СОПРОТИВЛЕНИЙ КАЧЕНИЮ АВТОМОБИЛЕЙ
И АВТОПОЕЗДОВ С РАЗЛИЧНЫМИ ТИПАМИ
ПРИВОДА

Сборник первый

Ответственный редактор А. А. Липгарт. Научный редактор Н. Ф. Бочаров.

Редактор Т. И. Дежожская. Технический редактор С. М. Печникова

Корректоры: Л. Д. Панибратцева, В. И. Гуськова

Рукопись поступила 10/IX 1964 г.

Л 37981. Подл. к печ. 15/VI-65 г. Зак. 117. Форм. бум. 60×90/16. Печ. л. 3.

Уч.-изд. л. 2,7. Тир. 625 экз. Цена 21 коп.

Типография НАМИ. Москва, А-438, Автомоторная ул., 2.

УДК 629.113.001.1+629.114.3.001.1

Канд. техн. наук В. А. Петрушов

ГЛАВНЫЕ СООТНОШЕНИЯ МЕЖДУ ПАРАМЕТРАМИ КАЧЕНИЯ ЕДИНИЧНОГО КОЛЕСА И МНОГОКОЛЕСНОГО ДВИЖИТЕЛЯ АВТОМОБИЛЕЙ И АВТОПОЕЗДОВ.

ВВЕДЕНИЕ

Последнее пятнадцатилетие развития отечественной автомобильной промышленности и сопровождающих его многочисленных экспериментально-конструкторских и научно-исследовательских работ характеризуется углублением и детализацией инженерных методов расчета автомобильных конструкций и изысканий в области разнообразных вопросов теории автомобиля.

Одним из важнейших разделов теории и расчета автомобиля продолжает оставаться изучение рабочих свойств колесного движителя автомобиля, поскольку с этими свойствами непосредственно связаны характерные технические показатели автомобилей и автопоездов в целом: экономичность, динамика, долговечность, а также проходимость. В настоящее время существенными причинами повышения внимания к вопросам теории движения (качения) единичного колеса и многоколесного движителя являются современные конструктивные и эксплуатационные тенденции. Эти тенденции состоят, во-первых, в применении двух- и многозвенных автопоездов для работы на подготовленных дорогах и специальных автопоездов высокой проходимости и, во-вторых, в дальнейшем развитии конструкций автомобилей высокой проходимости, в частности в создании колесных полноприводных и многопри-

водных [1], [2], [3] автомобилей с большим числом осей, зачастую с усложненными схемами привода.

Реализация этих конструктивных тенденций привела к тому, что на практике все чаще приходится сталкиваться с острой необходимостью располагать достоверными критериями для решения уже в процессе проектирования как минимум следующих задач:

1) оценки влияния числа колес (или осей) на сопротивление движению многоосных неполноприводных автомобилей и автопоездов народнохозяйственного (за рубежом — коммерческого) назначения;

2) оценки влияния на сопротивление качению неполноприводных автомобилей и автопоездов соотношения между числом активных (ведущих) и ведомых осей;

3) оценки влияния общей схемы привода колес полноприводных автомобилей и автопоездов высокой проходимости на сопротивление качению, а также оценки возможного появления в приводе паразитных мощностей;

4) оценки влияния на сопротивление качению специальных дополнительных агрегатов привода: автоматических и принудительного управления муфт отключения мостов или их блокировки, дифференциалов свободного хода и т. п.;

5) оценки влияния рабочих свойств единичного колеса с эластичной шиной на параметры качения многоколесной системы движителя в целом.

Разумеется, во всех перечисленных задачах речь идет не только о сопротивлении качению, но и о тесно связанных с ними вопросах экономичности и динамики движения автомобиля, долговечности узлов и деталей движителя, а также проходимости.

Существует значительное число опубликованных исследований, связанных с решением этих пяти задач, причем наибольшее число их посвящено сравнению рабочих качеств дифференциального и заблокированного приводов с точки зрения их влияния на потери качения, топливную экономичность, а также выявлению причин возникновения паразитных мощностей. Более глубокие исследования в достаточно широком плане продолжают проводиться и в настоящее время. Их особенностью является то, что, как правило, они ориентируются на конкретный образец автомобиля, подготавливаемого к производству или уже выпускающегося промышленностью.

Успех подобных исследований, способствующих развитию механики автомобиля, во многом предопределен теоретической базой, разработанной отечественной школой ученых во

главе с акад. Е. А. Чудаковым, автором основополагающих в данной области работ.

Вместе с тем существует определенная диспропорция, сложившаяся к настоящему времени между практикой теоретических и экспериментальных исследований вопросов механики качения и инженерной практикой тягово-динамического расчета автомобилей и проектирования их движителей и привода. С одной стороны, теории качения автомобильного колеса и работе колесного движителя автомобиля, в том числе вопросам циркуляции мощности в системах бездифференциального привода, посвящен ряд больших работ Е. А. Чудакова общим объемом свыше 50 печатных листов. К этому следует прибавить значительное число последующих теоретических и экспериментальных исследований, среди которых необходимо отметить, например, известную работу Н. И. Коротыношко [4]. Таким образом, теоретический и экспериментальный багаж, которым может располагать в настоящее время конструктор при проектировании новых автомобилей, достаточно велик. С другой стороны, хорошо известно, что практика конструкторских бюро, создающих новые многоприводные автомобили и автопоезда, основана (независимо от выбранного типа привода колес и конструктивных особенностей применяемых шин) на элементарной оценке при тягово-динамическом расчете силы сопротивления качению транспортного средства — путем одного-двух алгебраических действий умножения полного веса автомобиля или автопоезда на коэффициент сопротивления качению для одного, двух, редко трех видов дорожных покрытий или бездорожья, взятых по справочным данным, полученным методом буксирования или выбега (т. е. замером сопротивлений качению в ведомом режиме). И только после того, как конструкция автомобиля достаточно сложилась и выпущены опытные образцы, в тех случаях, когда это необходимо вследствие особенностей выбранной схемы привода (особенно для полноприводных автомобилей), приступают к проведению специальных испытаний, а нередко на их основе и теоретических исследований. Эти испытания и исследования направлены на подтверждение удовлетворительности принятых конструктивных решений или же, наоборот, на установление необходимости дополнительных конструктивных мер по устранению вредных влияний, связанных, например, с повышенными сопротивлениями качению, износом шин, циркуляцией мощности и т. п.

Подобное положение возникло в силу ряда объективных причин, прежде всего в результате отсутствия четко вырабо-

танных единообразных критериев оценки влияния на сопротивление качению особенностей шин и типа привода колес, а также из-за отсутствия достаточно простой, чтобы быть принятой для инженерных целей, методики расчета соответствующих параметров.

Цель данной статьи, являющейся исходной по отношению к статьям данного, а также следующего, второго сборника— изыскание аналитических предпосылок для дальнейшего построения теоретически обобщенного метода оценки сопротивлений качению автомобилей и автопоездов с различными типами привода, в том числе с большим числом осей.

При этом последующей конечной целью публикуемой серии статей предполагается разработка наиболее простой и наглядной инженерной методики расчета сопротивлений качению автомобилей и автопоездов с различными типами привода. Разумеется, что по отношению к этой сложной и трудоемкой задаче материал, помещаемый в настоящем сборнике, отражает лишь начальную стадию теоретических изысканий.

Рассматривается основная исходная задача исследуемого вопроса — установившееся прямолинейное движение транспортного средства на колесах с эластичными шинами по достаточно жесткой опорной поверхности без увода и буксования.

НЕКОТОРЫЕ СООТНОШЕНИЯ МЕЖДУ ПАРАМЕТРАМИ КАЧЕНИЯ КОЛЕСА С ЭЛАСТИЧНОЙ ШИНОЙ КАК ЕДИНИЧНОГО ДВИЖИТЕЛЯ АВТОМОБИЛЯ

Результаты анализа, выполненного в работах [5], [6], [7], позволяют исходить из следующего тождества, характеризующего величину коэффициента сопротивления качению f колеса с эластичной шиной:

$$f = \frac{a}{r_k} = \frac{P_f}{G_k}, \quad (1)$$

где a — плечо сопротивления качению колеса;

r_k — радиус качения колеса;

P_f — сила сопротивления качению колеса;

G_k — нормальная нагрузка, приходящаяся на колесо.

Как показано в тех же работах, в основу исследования процесса качения единичного движителя могут быть положены следующие соотношения между параметрами качения единичного колеса, полученные из двух форм составления мощностного баланса:

$$M_k = Xr_k + G_k a; \quad (2)$$

$$M_k = X r_k^0 + G_k a_0 \frac{r_k^0}{r_k}, \quad (3)$$

где M_k — крутящий момент на оси колеса;

X — толкающая или тяговая сила, приложенная к оси колеса в направлении, параллельном опорной поверхности (тангенциальная реакция);

r_k^0 — радиус качения в ведомом режиме колеса;

a_0 — плечо сопротивления качению в ведомом режиме колеса.

Применяя формулу (1) и также тождественную ей для случая ведомого режима

$$f_0 = \frac{a_0}{r_k^0} = \frac{P_{f_0}}{G_k}, \quad (4)$$

где f_0 и P_{f_0} — соответственно коэффициент и сила сопротивления качению колеса в ведомом режиме колеса, из уравнений (2) и (3) получим

$$\frac{M_k}{r_k} = X + G_k f, \quad (5)$$

$$\frac{M_k}{r_k^0} = X + G_k f_0 \frac{r_k^0}{r_k}. \quad (6)$$

Отношение $\frac{r_k^0}{r_k}$, входящее в выражение (6), можно назвать коэффициентом приведения величины f_0 к текущему режиму движения с радиусом качения r_k .

Совместно решая уравнения (5) и (6) способом исключения величин X и M_k , найдем следующие основные соотношения между коэффициентами сопротивления качению в ведомом и общем режимах качения [6], [7]:

$$f = f_0 \frac{r_k^0}{r_k} + \frac{M_k}{G_k} \cdot \frac{r_k^0 - r_k}{r_k^0 r_k}; \quad (7)$$

$$f = f_0 \left(\frac{r_k^0}{r_k} \right)^2 + \frac{X}{G_k} \cdot \frac{r_k^0 - r_k}{r_k}. \quad (8)$$

Первая из этих формул удобна для использования при известном крутящем моменте на оси колеса, вторая — при известной величине толкающей или тяговой силы X .

Если воспользоваться зависимостью радиуса качения колеса от передаваемого через него крутящего момента, установленной Е. А. Чудаковым [8] и применимой в рассматриваемом нами диапазоне отсутствия буксования колеса

$$r_k = r_k^0 - \lambda M_k, \quad (9)$$

где λ — коэффициент тангенциальной эластичности колеса с эластичной шиной, то формула (7) приводится к следующему практически удобному виду:

$$f = \frac{1}{r_k^0 - \lambda M_k} \left(f_0 r_k^0 + \frac{\lambda M_k^2}{G_k r_k^0} \right), \quad (10)$$

свидетельствуя об интенсивном влиянии крутящего момента на коэффициент сопротивления качению колеса.

Величина коэффициента тангенциальной эластичности, входящего в выражения (9) и (10), практически может быть определена как отношение приращения радиуса качения Δr_k , соответствующего приращению крутящего момента ΔM_k :

$$\lambda = \frac{\Delta r_k}{\Delta M_k}. \quad (11)$$

Ее геометрический смысл — тангенс угла наклона прямой в координатах $M_k - r_k$. В более общем случае отклонения функции $r_k = f(M_k)$ от прямолинейной зависимости вследствие возможного непостоянства коэффициента λ он может быть найден в виде частной производной:

$$\lambda = \frac{\partial r_k}{\partial M_k}. \quad (12)$$

ИСХОДНЫЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ, ОТНОСЯЩИЕСЯ К КОЛЕСНОМУ ТРАНСПОРТНОМУ СРЕДСТВУ В ЦЕЛОМ

Рассмотрим следующие, необходимые для дальнейших рассуждений определения, относящиеся к автомобилю, автопоезду или их движителю.

Сила сопротивления качению. Под силой сопротивления качению транспортного средства будем подразумевать величину силового фактора потерь качения всех колес, приведенного к условной силе, действующей в направлении, противоположном движению транспортного средства. Эта сила, которую обозначим через P_{fa} , складывается из алгебраической суммы сил сопротивления качению n колес движителя, так что

$$P_{fa} = \sum_{i=1}^n P_{fi} = \sum_{i=1}^n G_{ki} f_i, \quad (13)$$

где индекс i обозначает порядковый номер колеса автомобиля или автопоезда, устанавливаемый произвольно или по конструктивным признакам.

Коэффициент сопротивления качению. Исходя из формулы (1), относящейся к единичному движителю (колесу),

может быть принято следующее определение коэффициента сопротивления качению транспортного средства с многокопелесным движителем при установившемся движении: «Коэффициент сопротивления качению f_a автомобиля (автопоезда) есть частное от деления силового фактора потерь сопротивления качению всех колес движителя автомобиля (автопоезда), приведенного к условной горизонтальной силе P_{fa} , действующей в направлении, противоположном движению, на величину нормальной составляющей G_a веса автомобиля (автопоезда)», т. е.

$$f_a = \frac{P_{fa}}{G_a} .$$

В соответствии с равенством (13) величину f_a можем представить в виде

$$f_a = \frac{\sum_{i=1}^n G_{ki} f_i}{G_a} . \quad (14)$$

Полная сила тяги автомобиля или автопоезда, которую обозначим через P_a , складывается из алгебраической суммы сил, приложенных со стороны осей всех колес к шасси:

$$P_a = \sum_{i=1}^n X_i . \quad (15)$$

Полная сила тяги автомобиля равна сумме полезных и вредных сил сопротивления движению, внешних по отношению к транспортному средству в целом (тяги на крюке P_k , сопротивления воздуха P_w , уклона P_a , а при неравномерном движении и силы инерции P_j). Для равномерного движения

$$P_a = P_k + P_w + P_a . \quad (16)$$

Полный крутящий момент движителя. Для дальнейших рассуждений введем важную величину, характеризующую внешне силовое нагружение движителя автомобиля или автопоезда в целом. Полный крутящий момент M_a равен алгебраической сумме крутящих моментов, приложенных к осям колес транспортного средства:

$$M_a = \sum_{i=1}^n M_{ki} . \quad (17)$$

Величина полного крутящего момента может быть в общем виде связана с крутящим моментом двигателя (двигателя)

телей) $M_{дв}$, тормозными моментами основных тормозов M_{Ti} и тормозным моментом стояночного тормоза M_c следующим соотношением:

$$M_a = M_{дв} i_{тр} \eta_{тр} - \sum_{i=1}^k M_{Ti} i_{тр}' \frac{1}{\eta_{тр}'} - M_c i_{тр}'' \frac{1}{\eta_{тр}''} ,$$

где $i_{тр}$ и $\eta_{тр}$ — соответственно передаточное число и к. п. д. всей трансмиссии;

k — число основных (например, колесных) тормозов;

$i_{тр}'$ и $\eta_{тр}'$ — соответственно передаточное число и к. п. д. трансмиссии на ее кинематическом участке от ступицы колеса до основного тормоза (для колесных основных тормозов $i_{тр}'$ и $\eta_{тр}'$ равны 1);

$i_{тр}''$ и $\eta_{тр}''$ — соответственно передаточное число и к. п. д. трансмиссии на кинематическом участке от колес до стояночного (например, трансмиссионного) тормоза.

Данная формула отражает наиболее общий, хотя и не характерный для практики, случай одновременного воздействия на привод движителя как двигателя, так и всех тормозов. Если предположить, что в этой формуле $M_{дв}$, M_{Ti} и M_c равны нулю порознь или в соответствующих комбинациях, то можно прийти к частным случаям установившегося движения автомобиля в тяговом режиме, его торможения с отключенным или включенным двигателем и т. д.

Коэффициенты распределения полного крутящего момента по колесам. Введение этих коэффициентов необходимо для того, чтобы найти основные соотношения между параметрами качения автомобилей и автопоездов с любым числом осей независимо от типа привода и конструктивного объединения колес в мосты и тележки. В общем виде под коэффициентом δ_i распределения полного крутящего момента для некоторого i -го колеса будем подразумевать отношение крутящего момента, приложенного к оси этого колеса, к полному моменту движителя M_a (с учетом их алгебраических знаков):

$$\delta_i = \frac{M_{ki}}{M_a} . \quad (18)$$

Коэффициент δ_i может иметь в зависимости от режима движения данного колеса и транспортного средства в целом как положительную, так и отрицательную величину. В частном случае ведомого режима качения i -го колеса, входя-

шего в движитель, работающий не в этом режиме, коэффициент δ_i равен нулю вследствие того, что $M_{ki} = 0$, но $M_a \neq 0$.

Величины коэффициентов распределения полного крутящего момента по колесам в общем случае переменны. Поэтому для удобства дальнейших рассуждений будем различать частное значение переменной δ_i , соответствующее ведомому режиму автомобиля в целом, обозначая его через δ_i^0 .

Для движителей, привод которых в ведомом режиме автомобиля в целом обеспечивает работу в том же режиме всех его колес, поскольку в этом случае $M_{ki} = 0$ и $M_a = 0$, коэффициент δ_i^0 обращается в следующую неопределенность:

$$\delta_i^0 = \frac{0}{0}.$$

Раскрытие этой неопределенности составляет задачу приводимых в последующих статьях данного сборника исследований конкретных типов привода.

Из уравнения (18) с учетом формулы (17) следует, что, независимо от типа привода колес,

$$\sum_{i=1}^n \delta_i = 1. \quad (19)$$

Если в связи с анализом работы движителя автомобиля с некоторым конкретным типом привода известны величины коэффициентов δ_i , то крутящий момент на i -ом колесе может быть определен в виде

$$M_{ki} = \delta_i M_a. \quad (20)$$

Поскольку известно, что при наличии в составе движителя хотя бы одного колеса, крутящий момент которого отличается по знаку от значений для остальных колес, в приводе происходит циркуляция мощности, то однозначность всех коэффициентов δ_i может служить достаточным признаком отсутствия этой циркуляции.

Режимы движения автомобиля (автопоезда). Воспользовавшись данными выше понятиями, можем в зависимости от знака характеризующих их величин выделить по аналогии с анализом работы единичного движителя следующие режимы качения транспортного средства в целом:

1. Ведущий режим движения, характеризующийся следующими признаками:

$$M_a > 0; P_a > 0.$$

При этом в общем случае ведущего режима величина силы тяги на крюке транспортного средства P_k , входящая

компонентом в величину P_a , может быть как положительной, так и равной нулю.

В качестве практически важного частного случая ведущего режима автомобиля выделим тяговый режим, при котором

$$P_k > 0.$$

Ведущий режим работы автомобиля является, как известно, практически наиболее характерным для практики эксплуатации.

2. Свободный режим движения автомобиля (автопоезда), характеризующийся следующими признаками:

$$M_a > 0; P_a = 0.$$

Равенство полной силы тяги нулю, как следует из формулы (16), возможно при таком условии:

$$P_k = 0; P_\alpha = 0; P_w = 0,$$

т. е. при отсутствии тяги на крюке, горизонтальной поверхности движения и пренебрежимо малых аэродинамических сопротивлениях, что может быть при малых скоростях движения или попутном ветре. Это же равенство возможно, если

$$P_k + P_w + P_\alpha = 0,$$

т. е. при движении под уклон, обеспечивающий равенство скатывающей силы P_α сумме сил сопротивления воздуха и тяги на крюке. Тяга в этом случае может быть как положительной — заторможенный прицеп, так и отрицательной — накат прицепа на тягач.

3. Нейтральный режим движения, характеризующийся тем, что автомобиль приводится в движение как воздействием активного момента двигателя M_a , так и действием полной силы тяги, изменившей свой знак на обратный по сравнению с ведущим режимом, т. е. обратившейся в силу наката:

$$M_a > 0; P_a < 0.$$

4. Ведомый режим, или режим буксирования автомобиля или автопоезда, для которого характерно равенство нулю полного крутящего момента двигателя при отрицательной свободной тяге:

$$M_a = 0; P_a < 0.$$

Рассматривая внешние признаки ведомого режима автомобиля, отметим следующее важное для дальнейшего ана-

лиза обстоятельство, относящееся и ко всем остальным режимам работы автомобиля: выполнение условий, соответствующих признакам какого-либо режима работы транспортного средства в целом не является одновременно необходимым и достаточным признаком работы в этом же режиме всех колес или хотя бы их части. Известно, в частности, что автомобиль с заблокированным приводом в целом, находясь в тяговом (ведущем) режиме движения, может в составе своего движителя иметь колеса, работающие в режиме свободного, нейтрального качения или даже в тормозном режиме. Этот же автомобиль, находясь в режиме буксирования ($M_a=0$), может иметь в составе движителя колеса, часть из которых работает в ведущем ($M_{ki} > 0$; $\delta_i > 0$), а часть — в тормозном ($M_{ki} < 0$; $\delta_i = 0$) режиме. Это обстоятельство находит свое отражение и в зависимости (17), из которой при $M_a=0$ следует, что

$$\sum_{i=1}^n M_{ki} = 0,$$

но, однако, не следует, что $M_{ki} = 0$. Аналогично из формулы (15) при $P_a=0$ не следует равенства $X_i = 0$.

В связи с этим подчеркнем одну особенность общего определения коэффициента сопротивления качению автомобиля в ведомом режиме, который обозначим через f_a^0 .

Поскольку не все типы привода обеспечивают при ведомом режиме работы автомобиля в целом работу каждого из колес движителя также в этом режиме, то общей формой зависимости для величины f_a^0 , как частного случая формулы (14), может быть лишь следующее выражение:

$$f_a^0 = \frac{\sum_{i=1}^n G_{ki} f_i^0}{G_a}, \quad (21)$$

где f_i^0 — коэффициент сопротивления качению i -го колеса автомобиля, который в целом находится в ведомом режиме, однако данное колесо в общем случае может находиться в любом из возможных режимов качения. Лишь в конкретных частных случаях может иметь место равенство

$$f_i^0 = f_{oi}.$$

5. Тормозной режим движения транспортного средства, характеризующийся следующими неравенствами:

$$M_a < 0; P_a < 0.$$

**ОБОБЩЕННЫЕ ПАРАМЕТРЫ
КАЧЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ (АВТОПОЕЗДА)
И УСТАНОВЛЕНИЕ ГЛАВНЫХ СООТНОШЕНИЙ МЕЖДУ НИМИ**

Излагаемый ниже способ аналитического исследования взаимосвязи параметров качения колесного транспортного средства независимо от числа его колес, типа привода и режима движения основан на использовании двух форм составления уравнения баланса мощностей многоколесного движителя аналогично тому, как это было сделано в работах [5], [6], [7] применительно к единичному колесу.

Первая форма мощностного баланса движителя автомобиля может быть представлена в виде

$$N_{ea} = N_a + N_{fa}, \quad (22)$$

где N_{ea} — мощность, подводимая к движителю;
 N_a — полезная мощность, отводимая от движителя;
 N_{fa} — мощность сопротивлений качению движителя.

Если воспользоваться понятием полного крутящего момента M_a , то мощность, подводимую к движителю, можно представить так:

$$N_{ea} = M_a \omega_a, \quad (23)$$

где ω_a — некоторая приведенная величина угловой скорости всех колес, которую назовем обобщенной угловой скоростью движителя. Обобщенная угловая скорость для автомобилей с механическим приводом имеет простой физический смысл, отражаемый формулой

$$\omega_a = \frac{\omega_{дв}}{i_{гр}},$$

$\omega_{дв}$ — угловая скорость вала двигателя.

Остальные компоненты, входящие в уравнение (22), характеризуются следующими известными соотношениями:

$$N_a = P_a V_a; \quad (24)$$

$$N_{fa} = G_a f_a V_a. \quad (25)$$

В обеих последних формулах V_a — величина поступательной скорости движения транспортного средства.

Введем теперь следующий параметр, существенно важный для дальнейшего анализа.

Обобщенный радиус качения многоколесного движителя транспортного средства, исходя из принятого выше определения обобщенной угловой скорости, — отношение поступа-

С учетом отношений (14), (15) и (17) последнее уравнение можно представить в таком виде:

$$M_a \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{r_{ki}} = P_a + G_a f_a . \quad (29)$$

Совместное решение уравнений (27) и (29) относительно r_a приводит к искомому результату:

$$r_a = \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{r_{ki}}} . \quad (30)$$

Таким образом, величина обобщенного радиуса качения движителя равна единице, деленной на сумму отношений коэффициентов распределения полного крутящего момента к радиусам качения соответствующих колес. Параметр r_a имеет линейную размерность.

Для частного случая движения автомобиля или автопоезда в ведомом режиме (буксирование), обозначая соответствующую величину обобщенного радиуса качения через r_a^0 , из формулы (30) получаем

$$r_a^0 = \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i^0}{r_{k0i}}} , \quad (31)$$

где δ_i^0 — коэффициент распределения полного момента в ведомом режиме;

r_{k0i} — радиус качения i -го колеса в ведомом режиме движителя.

Только для тех типов привода, которые обеспечивают при буксировании автомобиля работу всех колес движителя также в ведомом режиме, справедливо равенство

$$r_{k0i} = r_{ki}^0 ,$$

и следовательно,

$$r_a^0 = \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i^0}{r_{ki}^0}} . \quad (32)$$

Введение понятий, отражаемых формулами (30) и (31), позволяет говорить и о некотором обобщенном плече a_{Σ} сопротивления качению многоколесного движителя по аналогии с плечом сопротивления качению a единичного колеса, соответственно приняв

$$f_a = \frac{a_{\Sigma}}{r_a} .$$

Связь обобщенного плеча a_{Σ} с величинами a_i единичных движителей нетрудно установить, приравнявая последнее уравнение выражению (14), откуда с учетом формулы (1) следует:

$$a_{\Sigma} = \frac{r_a \sum_{i=1}^n G_{\kappa i} \frac{a_i}{r_{\kappa i}}}{G_a} ,$$

или после подстановки значения r_a из равенства (30):

$$a_{\Sigma} = \frac{\sum_{i=1}^n G_{\kappa i} \frac{a_i}{r_{\kappa i}}}{G_a \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{r_{\kappa i}}} .$$

Аналогичным путем, используя зависимости (31) или (32), можно получить и выражение для a_{Σ}^0 , т. е. для обобщенного плеча сопротивления качению движителя в ведомом режиме. Для этого случая

$$f_a^0 = \frac{a_{\Sigma}^0}{r_a^0} .$$

Обобщенный коэффициент тангенциальной эластичности движителя может быть введен и проанализирован на основе использования установленных выше понятий обобщенных радиусов качения в ведущем r_a и ведомом r_a^0 режимах движения транспортного средства. Для движителей, привод которых обеспечивает при буксировании транспортного средства работу всех колес движителя также в ведомом режиме, прибавляя и вычитая из правой части формулы (30) величину r_a^0 , получим

$$r_a = r_a^0 + \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{r_{\kappa i}}} - r_a^0 .$$

Если коэффициент δ_i для данного типа привода — величина постоянная и, следовательно, $\delta_i = \delta_i^0$, то при подста-

новке выражения (32) для величины r_a^0 в последнее из слагаемых имеем

$$r_a = r_a^0 + \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{r_{ki}}} - \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{r_{ki}^0}} .$$

Преобразуя это выражение с использованием формулы радиуса качения колеса (9) в зависимости от подведенного к колесу крутящего момента M_{ki} , а также заменяя последний на его выражение общего вида (20), находим

$$r_a = r_a^0 - \frac{\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i^2 \lambda_i}{r_{ki} r_{ki}^0}}{\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{r_{ki}} \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{r_{ki}^0}} M_a . \quad (33)$$

Это уравнение показывает, что для движителей с постоянной величиной δ_i аналогично подобной же связи параметров качения единичного колеса величина обобщенного радиуса качения движителя является линейной комбинацией обобщенного радиуса качения движителя в ведомом режиме r_a^0 и полного крутящего момента движителя M_a . Коэффициент при M_a в формуле (33) может, таким образом, рассматриваться в качестве обобщенного коэффициента тангенциальной эластичности движителя λ_a , так что

$$\lambda_a = \frac{\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i^2 \lambda_i}{r_{ki} r_{ki}^0}}{\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{r_{ki}} \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{r_{ki}^0}} . \quad (34)$$

Формула (34) устанавливает связь между коэффициентами тангенциальной эластичности λ_i колес движителя и обобщенным коэффициентом тангенциальной эластичности λ_a , свидетельствуя о значительном влиянии на эту связь коэффициентов распределения δ_i полного крутящего момента, а также соотношений радиусов качения колес.

В последующих статьях первого и подготавливаемого к изданию второго сборников показано, какие конкретные (причем более простые) формы приобретают зависимости

для обобщенного коэффициента тангенциальной эластичности применительно к движителям с типами привода, не обеспечивающими постоянства коэффициентов распределения полного крутящего момента. В случае линейности функции $r_a = f(M_a)$ обобщенный коэффициент тангенциальной эластичности по аналогии с коэффициентом тангенциальной эластичности единичного колеса может быть выражен таким образом:

$$\lambda_a = \frac{r_a^0 - r_a}{M_a} . \quad (35)$$

В обоих рассмотренных случаях зависимость обобщенного радиуса качения движителя от полного крутящего момента можем представить в виде следующего равенства:

$$\boxed{r_a = r_a^0 - \lambda_a M_a .} \quad (36)$$

Формула (36) открывает возможность существенного упрощения исследования сложных процессов качения многоколесных движителей, независимо от числа колес (осей) и типа привода.

Разумеется, что при этом не следует упускать из виду зависимость величин λ_i от ряда факторов и, в первую очередь, от внутреннего давления воздуха в шине и нормальной нагрузки на колесо, что подтверждено рядом экспериментальных исследований.

Вторая форма мощностного баланса движителя автомобиля или автопоезда по способу ее составления в определенной степени аналогична форме составления мощностного баланса единичного колеса с выделением двух компонентов: мощности потерь сопротивления качению в ведомом режиме и дополнительных потерь от приложения крутящего момента [5], [6], [7].

Предоставим подводимую к движителю мощность на основе использования зависимости (26) следующим образом:

$$N_{ea} = M_a \frac{V_a}{r_a} = M_a \frac{V_a}{r_a^0} + M_a \left(\frac{V_a}{r_a} - \frac{V_a}{r_a^0} \right) . \quad (37)$$

Такая форма записи показывает, что мощность, подводимую к движителю, можно разложить на два компонента. Первый из них равен мощности, необходимой для движения автомобиля в том случае, если бы независимо от величины полного крутящего момента обобщенный радиус качения

его движителя сохранялся постоянно равным обобщенному радиусу качения в ведомом режиме r_a^0 .

Второй компонент, который обозначим через $N_{\Delta a}$, характеризует величину дополнительной мощности, расходуемой на преодоление сопротивлений качению, возникающих в связи с приложением полного крутящего момента M_a и соответствующим изменением обобщенного радиуса качения движителя, так что

$$N_{\Delta a} = M_a \left(\frac{V_a}{r_a} - \frac{V_a}{r_a^0} \right). \quad (38)$$

Физический смысл мощности $N_{\Delta a}$ заключается в том, что она отражает совокупную величину потерь, связанных с тангенциальными деформациями всех колес движителя.

Если бы при прочих равных условиях внешнего нагружения обобщенный радиус качения движителя сохранялся равным (независимо от величины M_a) обобщенному радиусу качения в ведомом режиме, а следовательно, была бы постоянной совокупность всех деформаций движителя, связанных с необратимыми потерями, то это привело бы к постоянству силового фактора сопротивлений качению всего движителя. В частности, полный момент сопротивления качению движителя, который обозначим через M_{fa} , был бы равен моменту сопротивления качению в ведомом режиме M_{fa}^0 . Воспользовавшись введенным выше понятием обобщенного плеча сопротивления качению движителя, рассматриваемое равенство можно представить следующим образом:

$$M_{fa} = M_{fa}^0 = G_a a_x = G_a f_a^0 r_a^0.$$

В связи с этим мощность сопротивлений качению, которую обозначим через N_{fa}^0 , при условии постоянства обобщенного радиуса качения, т. е. при $r_a = r_a^0$, равна:

$$N_{fa}^0 = M_{fa}^0 \frac{V_a}{r_a^0} = G_a f_a^0 \frac{r_a^0}{r_a} V_a. \quad (39)$$

Заметим, что входящее в последнее слагаемое данного выражения отношение $\frac{r_a^0}{r_a}$ по аналогии с величиной $\frac{r^0_k}{r_k}$ для единичного колеса может рассматриваться как обобщенный коэффициент приведения сопротивления качению движителя в ведомом режиме к ведущему режиму. Этот коэффициент в дальнейшем для краткости будем называть также просто обобщенным коэффициентом приведения.

Полная мощность сопротивлений качению движителя N_{fa} может быть, таким образом, представлена в виде суммы рассмотренных выше компонентов:

$$N_{fa} = N_{fa}^0 + N_{\Delta a}.$$

Подставляя значение N_{fa} из этой формулы в уравнение (22), получим вторую форму мощностного баланса многокопелного движителя:

$$N_{ea} = N_a + N_{fa}^0 + N_{\Delta a}. \quad (40)$$

После подстановки в последнее уравнение значений компонентов N_{ea} и N_a соответственно из формул (23) и (24), а также N_{fa}^0 и $N_{\Delta a}$ из формул (38) и (39) получим

$$M_a \frac{V_a}{r_a} = P_a V_a + G_a f_a^0 \frac{r_a^0}{r_a} V_a + M_a \left(\frac{V_a}{r_a} - \frac{V_a}{r_a^0} \right). \quad (41)$$

Второе уравнение качения колесного движителя автомобиля или автопоезда в обобщенных параметрах выводим путем преобразования формулы (41):

$$\frac{M_a}{r_a^0} = P_a + G_a f_a^0 \frac{r_a^0}{r_a}. \quad (42)$$

Таким образом, структура этого уравнения, связывающего обобщенные параметры качения автомобиля в ведомом и текущем режимах, аналогична структуре уравнения (6), связывающего параметры качения единичного колеса.

Рассмотрим совокупность уравнений качения единичного колеса, применяя равенство (3) к каждому из n колес автомобиля (автопоезда) в отдельности. В этом случае получим следующую систему:

$$\left. \begin{aligned} \frac{M_1}{r_{k1}^0} &= X_1 + G_{k1} f_{01} \frac{r_{k1}^0}{r_{k1}} \\ &\dots \dots \dots \\ \frac{M_{ki}}{r_{ki}^0} &= X_i + G_{ki} f_{0i} \frac{r_{ki}^0}{r_{ki}} \\ &\dots \dots \dots \\ \frac{M_{kn}}{r_{kn}^0} &= X_n + G_{kn} f_{0n} \frac{r_{kn}^0}{r_{kn}} \end{aligned} \right\} \quad (43)$$

Почленное суммирование уравнений данной системы приводит к такому соотношению:

$$\sum_{i=1}^n \frac{M_{ki}}{r_{ki}^0} = \sum_{i=1}^n X_i + \sum_{i=1}^n G_{ki} f_{0i} \frac{r_{ki}^0}{r_{ki}}.$$

Подставляя в эту формулу значения M_{ki} и суммы сил X_i соответственно из формул (15) и (20), получим

$$M_a \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{r_{ki}^0} = P_a + \sum_{i=1}^n G_{ki} f_{0i} \frac{r_{ki}^0}{r_{ki}}.$$

Решая данное уравнение совместно с полученным выше (42), в результате исключения величины P_a , а также замены величины f_a^0 , входящей в выражение (42), на ее значение из формулы (21) после преобразований находим следующее соотношение:

$$M_a \left(\frac{1}{r_a^0} - \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{r_{ki}^0} \right) = \sum_{i=1}^n G_{ki} \left(f_i^0 \frac{r_a^0}{r_a} - f_{0i} \frac{r_{ki}^0}{r_{ki}} \right). \quad (44)$$

Это выражение отражает некоторые общие свойства многоколесных движителей. В частности, левая часть этого равенства для движителей, привод которых обеспечивает постоянство величин коэффициентов распределения полного момента, т. е. для движителей с $\delta_i \equiv \delta_i^0$, с учетом формулы (32) обращается в нуль. Поэтому для таких движителей

$$\sum_{i=1}^n G_{ki} f_{0i} \left(\frac{r_a^0}{r_a} - \frac{r_{ki}^0}{r_{ki}} \right) = 0. \quad (45)$$

Величина, заключенная в скобках уравнения (45), представляет собой разность коэффициентов приведения: обобщенного и для данного колеса. Называя эту разность отклонением коэффициента приведения для данного колеса относительно обобщенной величины коэффициента, можем сформулировать свойство, отражаемое формулой (45):

«Для движителей, привод которых обеспечивает постоянство коэффициентов распределения полного крутящего момента, сумма произведений сил сопротивления качению колес движителя в ведомом режиме на соответствующие отклонения коэффициента приведения равна нулю».

ЛИТЕРАТУРА

1. Коротыношко Н. И. Автомобили высокой проходимости, М., Машгиз, 1957.
 2. Иванов В. А., Петрушов В. А. Специальные автомобили высокой проходимости за рубежом. М., ЦИНТИАМ, 1963.
 3. Петрушов В. А. Грузовые автомобили на парижской выставке 1962 года. М., ЦИНТИАМ, 1963.
 4. Коротыношко Н. И. Автомобили с блокированным и дифференциальным приводом. М., Машгиз, 1948.
 5. Петрушов В. А. О качении эластичного колеса по твердой опорной поверхности. Труды НАМИ, вып. 57. М., 1963.
 6. Петрушов В. А. Некоторые пути построения технической теории качения. Труды НАМИ, вып. 61. М., 1963.
 7. Петрушов В. А. К вопросу о качении эластичного колеса по твердой опорной поверхности. «Автомобильная промышленность», 1963, № 12.
 8. Чудаков Е. А. Качение автомобильного колеса. М.-Л., Изд-во АН СССР, 1948.
-

СВЯЗЬ КОЭФФИЦИЕНТА СОПРОТИВЛЕНИЯ КАЧЕНИЮ АВТОМОБИЛЯ (АВТОПОЕЗДА) С ОБОБЩЕННЫМИ ПАРАМЕТРАМИ ЕГО ДВИЖИТЕЛЯ

Зависимости, найденные в предыдущей статье данного сборника, и принятые определения позволяют установить связь между коэффициентом сопротивления качению автомобиля и автопоезда в ведомом режиме f_a^0 и коэффициентом для общего случая движения, т. е. с f_a . Значение такой постановки задачи состоит в том, что в результате намечается простой, единообразный и наглядный путь теоретического исследования особо сложного вопроса качения многоприводных колесных систем с разнообразными схемами привода и различным, в том числе большим, числом осей.

Кроме того, это намечает и пути значительного упрощения экспериментальных методов оценки процесса качения автомобилей и автопоездов независимо от числа их осей и схем привода, базируясь на исходные данные, полученные в простейшем случае режима движения — в ведомом режиме (буксирование или выбег). Первое (27) и второе (42) уравнения качения многоколесного движителя, полученные в предыдущей статье, представляют собой систему:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{M_a}{r_a} = P_a + G_a f_a; \\ \frac{M_a}{r_a^0} = P_a + G_a f_a^0 \frac{r_a^0}{r_a}, \end{array} \right.$$

где M_a — полный крутящий момент движителя;
 P_a — полная сила тяги, развиваемая движителем;
 G_a — нормальная составляющая веса транспортного средства;

r_a — обобщенный радиус качения движителя в общем случае движения;

r_a^0 — обобщенный радиус качения движителя в ведомом режиме.

Решая эту систему способом исключения величин полной силы тяги P_a , а затем полного крутящего момента M_a , соответственно получим:

$$f_a = f_a^0 \frac{r_a^0}{r_a} + \frac{M_a}{G_a} \cdot \frac{r_a^0 - r_a}{r_a^0 r_a}; \quad (1)$$

$$f_a = f_a^0 \left(\frac{r_a^0}{r_a} \right)^2 + \frac{P_a}{G_a} \cdot \frac{r_a^0 - r_a}{r_a}. \quad (2)$$

Первая из этих формул удобна для оперирования при известном полном крутящем моменте, подведенном к движителю, вторая — при известной силе свободной тяги.

Полная идентичность этих соотношений соответствующим уравнениям для единичного движителя [1] формально позволяет ввести понятие некоторого теоретически мыслимого колеса, по взаимосвязи его параметров эквивалентного всему многоколесному движителю транспортного средства. Параметры качения такого эквивалентного колеса находятся во взаимосвязях с параметрами единичных колес, входящих в движитель (см. предыдущую статью данного сборника).

Практически же все вышеизложенное означает, что, располагая сведениями о коэффициенте сопротивления качению колесного транспортного средства в ведомом режиме (буксирование или выбег) с любым числом осей и схемами привода независимо от их типа, можно наглядными теоретическими и несложными экспериментальными средствами оценить потери качения исследуемого транспортного средства в самом общем случае его движения. В частности, для расчетного способа удобной оказывается следующая зависимость, которую получаем подстановкой уравнения

$$r_a = r_a^0 - \lambda_a M_a \quad (3)$$

в формулу (2):

$$f_a = \frac{1}{(r_a^0 - \lambda_a M_a)} \left(f_a^0 r_a^0 + \frac{\lambda_a M_a^2}{G_a r_a^0} \right). \quad (4)$$

Таким образом, если известны величина обобщенного коэффициента тангенциальной эластичности движителя λ_a , коэффициент сопротивления качению и обобщенный радиус качения в ведомом режиме, то функция коэффициента сопро-

тивления качению автомобиля или автопоезда в целом от подведенного крутящего момента оказывается также известной.

Аналогичной подстановкой уравнения (3) в формулу (1) после простого преобразования получаем величину полной силы тяги, развиваемой колесным транспортным средством,

$$P_a = \frac{M_a}{r_a^0} - G_a f_a^0 \frac{r_a^0}{r_a^0 - \lambda_a M_a} . \quad (5)$$

При известной скоростной характеристике силовой установки транспортного средства, преобразованной в функцию $M_a = f(V_a)$, формула (5) делает возможным построение его тяговой характеристики с учетом влияния переменности потерь сопротивления качению.

Необходимо подчеркнуть, что рассматриваемые уравнения (2) — (5) связывают две группы параметров, относящихся к ведомому режиму и общему случаю движения и определенных при одном и том же распределении полной нормальной нагрузки по колесам движителя, что следует учитывать при их использовании.

Все вышеизложенное позволяет свести последующую задачу построения обобщенной методики расчета сопротивлений качению главным образом к практической конкретизации определения для различных типов привода обобщенных параметров r_a , r_a^0 и λ_a , а также способов определения величины f_a^0 .

ЛИТЕРАТУРА

1. Петрушов В. А. К вопросу о качении эластичного колеса по твердой опорной поверхности. «Автомобильная промышленность», 1963, № 12.

УЧЕТ ОСОБЕННОСТЕЙ ТИПОВ ПРИВОДА АВТОМОБИЛЕЙ И АВТОПОЕЗДОВ

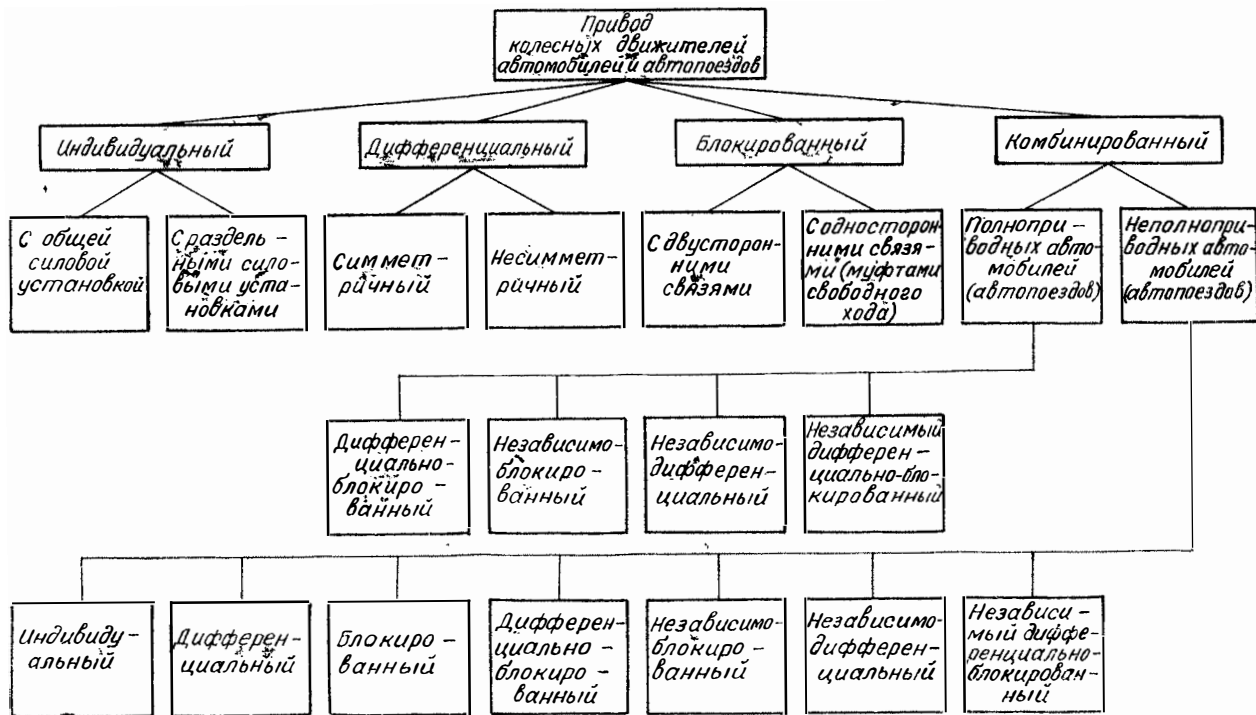
Для того, чтобы иметь возможность применить полученные в предыдущих статьях результаты к конкретным схемам привода и наметить основные пути исследования их влияния на сопротивления качению, рассмотрим одну из возможных классификаций схем (типов) привода, используемых в настоящее время в автомобилях и автопоездах.

При этом имеется в виду не классификация автомобилей и автопоездов по типам их привода (один и тот же автомобиль данной конструкции может работать в различных схемах привода, а также их сочетаниях), а классификация самих схем привода и их комбинаций с целью облегчения конкретной постановки задачи дальнейшего исследования, результаты которого излагаются в данном сборнике.

Типы привода, применяющиеся в настоящее время в конструкциях автомобилей и автопоездов, можно разбить на четыре основные группы: индивидуальный, дифференциальный, блокированный и комбинированный, как показано на фигуре. Первые три из этих типов привода характеризуются возможностью применить в пределах каждого из них единый метод исследования.

Индивидуальный привод имеет одним из характерных признаков наличие индивидуальных двигателей (моторов), число которых равно числу колес автомобиля или автопоезда, причем каждый из них приводит в движение лишь одно колесо, не имея внутренней* связи с другими двигателями или колесами, или имея такую связь при условии, что она не вызывает существенного взаимовлияния на работу дви-

* Внешняя механическая связь при этом все-таки имеется, осуществляясь через опорную поверхность.



Фиг. Классификация схем включения привода для постановки задачи исследования сопротивлений качению автомобилей и автопоездов.

гателей или же служит целям исключения взаимовлияния двигателей при общем источнике энергии.

Как следует из такого определения, не всякий привод с мотор-колесами может быть отнесен к индивидуальному. Например, нерегулируемый гидрообъемный привод с индивидуальными гидромоторами в колесах и общим питающим их гидронасосом обладает свойствами дифференциального привода вследствие постоянного равенства суммы расходов рабочей жидкости в гидромоторах расходу в гидронасосе и не может быть назван индивидуальным. Аналогичный же привод, выполненный по схеме с несколькими гидронасосами, каждый из которых питает по одному гидромотор-колесу, а все гидронасосы приводятся одним первичным двигателем, также не может считаться индивидуальным, поскольку он имеет особенности блокированного привода в силу постоянного равенства между собой расходов всех гидромашин.

Индивидуальный привод при общем источнике энергии может быть выполнен путем применения совокупности автоматически регулируемых систем, каждая из которых приводит по одному колесу движителя. Это может быть достигнуто, в частности, в схемах электрического привода.

Практически наибольший интерес в данном случае представляет индивидуальный привод, обеспечивающий подведение к каждому из колес постоянной независимо от условий движения мощности.

Что касается применения отдельных источников энергии (например, первичных двигателей внутреннего сгорания), то независимый привод в этом случае может быть осуществлен (независимо от типа применяемых трансмиссий) при помощи установки на транспортное средство первичных двигателей, число которых равно числу колес с приводом от каждого из них на одно колесо. Однако на практике последнее встречается очень редко, лишь на специальных транспортных установках.

Распределение мощности и полного крутящего момента по колесам, транспортных средств с индивидуальным приводом в значительной мере определяется характеристиками (законами) систем его регулирования.

До настоящего времени этот тип привода еще не нашел достаточного распространения, что связано с принципиально-конструктивными трудностями создания соответствующих агрегатов и систем.

Дифференциальный привод характеризуется применением трехзвенных дифференциалов (шестеренных, червячных, кулачковых и др.) во всех узлах разветвления потоков мощно-

сти в трансмиссии автомобилей и полноприводных автопоездов: в раздаточных коробках, главных передачах, специальных редукторах и т. д. Этот тип привода может быть подразделен на две группы:

а) симметрично-дифференциальный привод, т. е. привод, обеспечивающий независимо от условий движения равенство крутящих моментов по всем колесам движителя*. Отметим, что для обеспечения симметричности дифференциального привода могут применяться несимметричные дифференциалы, как например, в раздаточных коробках автомобилей 6×6 ;

б) несимметрично-дифференциальный привод, т. е. привод, обеспечивающий неравномерное распределение крутящих моментов по осям (колесам).

На практике применяются несимметричные схемы, распределяющие полный крутящий момент пропорционально сцепному весу, приходящемуся на каждую ось (колесо).

Режимы полностью дифференциального привода еще не нашли достаточно широкого применения при эксплуатации полноприводных автомобилей.

Блокированный привод характеризуется жесткой механической связью всех колес движителя. Его главным признаком может служить равенство угловых скоростей** осей всех колес автомобиля или автопоезда независимо от условий движения.

Режимы движения с полностью блокированным приводом по достаточно твердым опорным поверхностям практически применяются крайне редко. Изучение же особенностей влияния полностью блокированного привода (как и полностью дифференциального) на потери сопротивления качению имеет решающее значение для исследования режимов движения автомобилей и автопоездов с комбинированным (смешанным) приводом, который наиболее часто применяется в эксплуатационной практике.

Для удобства анализа следует различать блокированный привод с двусторонними, в том числе жесткими связями, осуществляемыми, например, механизмами блокировки в

* Влияние коэффициентов блокировки дифференциалов повышенного трения (кулачковых, червячных и др.) на данной стадии исследования не рассматривается.

** Без учета колебательных явлений. В противном случае речь может идти о равенстве средних за цикл угловых скоростей.

виде шлицевых, торцовых, фрикционных и других муфт. В этом случае все характерные свойства заблокированного привода сохраняются независимо от знаков величин моментов, подводимых к колесам. При наличии механизмов блокировки с помощью роликовых, кулачковых и других муфт свободного хода заблокированный привод следует относить ко второй группе — приводу с односторонними связями. В случае привода на односторонних связях свойства полностью заблокированного привода движителя сохраняются лишь при условии, что значения крутящих моментов, подведенных ко всем колесам движителя, имеют один знак. При изменении знака крутящего момента одного или нескольких колес происходит их автоматическая разблокировка с переходом в ведомый режим движения, что должно учитываться при анализе работы привода с такими свойствами.

Автомобили, трансмиссии которых могли бы работать в режимах полностью заблокированного привода с односторонними связями, на практике не встречаются. Исследование свойств такого привода необходимо в качестве составной части анализа работы движителей автомобилей, привод которых имеет отдельные элементы с муфтами свободного хода (приводы передних мостов, самоблокирующиеся межколесные и межосевые дифференциалы типа «Нолу-спин» и т. п.).

В заключение приведенной краткой характеристики рассмотренных трех типов привода (индивидуального, дифференциального и заблокированного) следует отметить, что под таковыми подразумеваются схемы соединения колес с источником (источниками) механической энергии только полноприводных автомобилей и автопоездов; структурная однородность в пределах каждого из трех типов привода предопределяет и единство способов исследования в пределах, соответствующих каждому из этих типов привода. Схемы соединения колес неполноприводных автомобилей отнесены в данном исследовании к четвертой, практически наиболее обширной группе комбинированного привода.

Комбинированный (смешанный) привод характеризуется главным образом одновременным наличием двух или нескольких элементов привода первых трех типов (индивидуального, заблокированного и дифференциального) при одном* или нескольких ведомых колесах в составе движителя.

* Примером случая комбинированной схемы с одним ведомым колесом может служить автомобиль 4×4 с заблокированными тремя колесами. Такой случай движения возможен при использовании межколесных дифференциалов свободного хода в обоих местах автомобиля.

В зависимости от отсутствия или наличия ведомых колес в составе движителя с комбинированным приводом можно выделить комбинированные движители полноприводных и неполноприводных автомобилей.

Отметим, что в данном случае допускается некоторое отклонение от наиболее часто употребляемого понятия «движитель», когда под ним подразумевается только совокупность колес, к которым может быть подведен активный крутящий момент от трансмиссии. Это отклонение состоит в том, что с целью удобства дальнейших рассуждений будем считать движителем все колеса, к которым может быть подведена мощность, независимо от способа ее подведения, т.е. посредством приложения как крутящего момента, так и толкающей силы. В таком понимании к движителю следует относить и ведомые колеса, к которым мощность, необходимая для преодоления сопротивлений качению, подводится последним способом, т.е. приложением к осям толкающих или тяговых сил. Это, разумеется, не означает, что можно говорить, например, о «движителе пассивного прицепа», однако позволяет рассматривать, в частности, «движитель неполноприводного автопоезда», включая в него и ведомые колеса пассивного прицепа.

Комбинированные приводы полноприводных автомобилей и автопоездов можно разбить на четыре основные подгруппы, каждая из которых образуется одной из возможных комбинаций трех рассмотренных выше типов привода (см. фигуру).

Наиболее часто на практике используется дифференциально-блокированная схема привода, где часть колес или групп колес, объединенных мостами или тележками, имеет дифференциальную связь, а сами группы (мосты) находятся друг с другом в блокированной связи, или наоборот: группы колес заблокированы, а связь между группами дифференциальна.

Реже встречается практическое использование режимов работы движителей автомобилей в остальных трех схемах комбинированного привода: независимо-блокированной, независимо-дифференциальной и независимо дифференциально-блокированной. Последние три подгруппы характеризуются наличием в качестве составной части элементов, сходных с индивидуальным приводом. Это проявляется в установке на автомобиль или автопоезд двух (реже более двух) двигателей, каждый из которых посредством механического привода приводит в движение свою группу колес. Однако,

чтобы не смешивать понятия индивидуального (один двигатель на одно колесо) привода с приводом, употребляющимся в комбинированных схемах, в классификационную схему (см. фигуру) в этом случае введен термин «независимый».

По схемам независимого дифференциально-блокированного и независимо-блокированного приводов, в частности, может быть рассмотрено движение жестким сцепом двух полноприводных автомобилей.

Комбинированный привод движителей неполноприводных автомобилей и автопоездов можно подразделить на семь подгрупп, три из которых образуются путем комбинации индивидуального, дифференциального и блокированного привода с группами ведомых колес. Остальные четыре подгруппы представляют собой комбинации подгрупп комбинированного привода полноприводных автомобилей в сочетании с группами ведомых колес (осей).

Среди семи подгрупп комбинированного привода неполноприводных автомобилей наиболее широкое практическое применение имеют схемы, относящиеся к подгруппе дифференциального привода (легковые и грузовые автомобили 4×2 , грузовые 6×2 и 8×4), а также относящиеся к подгруппе дифференциально-блокированного привода (автомобили 6×4 и 8×4 без межосевых дифференциалов).

Применим обозначения, использованные в двух предыдущих статьях данного сборника, а именно:

N_i — мощность, подводимая к i -му колесу движителя, где i — номер колеса в системе движителя, устанавливаемый произвольно или по конструктивным признакам;

n — число колес в движителе;

N_{ea} — мощность, подводимая к движителю в целом;

M_{ki} — крутящий момент на i -ом колесе движителя;

M_a — полный крутящий момент, подводимый к движителю;

δ_i — коэффициент распределения полного крутящего момента для i -го колеса;

ω_i — угловая скорость оси данного i -го колеса;

ω_a — обобщенная угловая скорость движителя.

В таком случае, подводя общий итог, можем разграничить:

1. Индивидуальный привод, обеспечивающий выполнение условия
$$N_1 = N_2 = \dots = N_i = \dots = N_n = \frac{N_{ea}}{n}, \quad (1)$$

т. е. с регулированием по закону постоянства мощностей, подводимых к каждому колесу автомобиля или автопоезда.

2. Дифференциальный привод, обеспечивающий при симметричной схеме выполнение условия

$$M_{к1} = M_{к2} = \dots = M_{ки} = \dots = M_{кn} = \frac{M_a}{n}, \quad (2)$$

т. е. равенство крутящих моментов, подводимых ко всем колесам; или при несимметричной схеме выполнение условия

$$\delta_i = \text{const}, \quad (3)$$

т. е. количественное постоянство распределения крутящих моментов по всем колесам движителя.

3. Блокированный привод, обеспечивающий выполнение условия

$$\omega_1 = \omega_2 = \dots = \omega_i = \dots = \omega_n = \omega_a,$$

т. е. равенство угловых скоростей осей всех колес.

4. Комбинированный привод, образующийся любым практически встречающимся сочетанием перечисленных выше условий, накладываемых на параметры качения колес или их групп и сверх того — наличием ведомых колес для неполноприводных схем.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОБОБЩЕННЫХ ПАРАМЕТРОВ КАЧЕНИЯ АВТОМОБИЛЕЙ И АВТОПОЕЗДОВ С ИНДИВИДУАЛЬНЫМ ПРИВОДОМ

В этой статье конкретизируем способы определения обобщенных параметров качения движителей с различными типами привода, основываясь на выводах предыдущих статей данного сборника.

Коэффициент сопротивления качению в ведомом режиме транспортных средств с индивидуальным приводом может быть определен, исходя из условия, что при выключенной силовой установке (или установках) крутящие моменты на осях всех колес движителя также оказываются равными нулю. Это обеспечивает при работе транспортного средства с индивидуальным приводом в ведомом режиме, т. е. при буксировании, работу всех его колес в этом же режиме. Поэтому коэффициенты сопротивления качению колес при ведомом режиме транспортного средства в целом f_i^0 оказываются равными коэффициентам сопротивления качению колес в их ведомом режиме f_{0i} , т. е.

$$f_i^0 = f_{0i} .$$

Таким образом, для автомобилей с рассматриваемым типом привода

$$f_a^0 = \frac{\sum_{i=1}^n G_{ki} f_{0i}}{G_a} . \quad (1)$$

Отметим, что здесь и далее используются предпосылки, система буквенных обозначений и формулы первых трех статей данного сборника.

Обобщенный радиус качения r_a движителей, снабженных индивидуальным приводом, может быть найден следующим образом. Перепишем формулу (1, стр. 33) — основное условие, характеризующее индивидуальный привод, в таком виде:

$$M_{k1} \frac{V_a}{r_{k1}} = \dots = M_{ki} \frac{V_a}{r_{ki}} = \dots = M_{kn} \frac{V_a}{r_{kn}} = \frac{M_a V_a}{nr_a} . \quad (2)$$

Отсюда следует соотношение между крутящим моментом на i -ом колесе и полным крутящим моментом движителя с индивидуальным приводом:

$$M_{ki} = \frac{M_a}{nr_a} r_{ki} . \quad (3)$$

Из сопоставления зависимостей (20, стр. 11) и (3) находим выражение общего вида коэффициента распределения полного крутящего момента по колесам

$$\delta_i = \frac{r_{ki}}{nr_a} . \quad (4)$$

Подстановка уравнения (4) в формулу (30), полученную в первой статье этого сборника для величины r_a , приводит к тождеству для данного типа привода, поэтому связь величины r_a с параметрами качения колес в данном случае найдем иным путем. Суммируя почленно n выражений вида (3), записанных для каждого колеса движителя в отдельности, получаем

$$M_a = \frac{M_a}{nr_a} \sum_{i=1}^n r_{ki} .$$

Отсюда выводим простое для рассматриваемого типа привода соотношение:

$$r_a = \frac{\sum_{i=1}^n r_{ki}}{n} , \quad (5)$$

т. е. обобщенный радиус качения движителя с индивидуальным приводом равен среднеарифметическому из радиусов качения всех его колес.

Обобщенный радиус качения в ведомом режиме r_a^0 движителей, имеющих индивидуальный привод, может быть определен, исходя из отмеченного в начале данной статьи свой-

ства одновременности ведомых режимов как транспортного средства в целом, так и каждого из его колес в отдельности. Поэтому радиусы качения колес при буксировании транспортного средства $r_{к0i}$ равны радиусам качения колес в их ведомом режиме, т. е.

$$r_{к0i} = r_{ки}^0 .$$

Таким образом, согласно уравнению (5) для данного случая имеем

$$r_a^0 = \frac{\sum_{i=1}^n r_{ки}^0}{n} . \quad (6)$$

Коэффициенты распределения полного крутящего момента δ_i найдем, подставив в формулу (4) значение обобщенного радиуса r_a из равенства (5):

$$\delta_i = \frac{r_{ки}}{\sum_{i=1}^n r_{ки}} . \quad (7)$$

Таким образом, коэффициент распределения полного крутящего момента движителя для данного колеса равен парциальной величине радиуса качения этого колеса в общей сумме радиусов всех колес.

Можно показать, что выражения (5) и (7) удовлетворяют общей формуле обобщенного радиуса качения (30), полученной в первой статье сборника. Действительно, подставляя в эту формулу значение δ_i из зависимости (7), находим уравнение (5), полученное ранее иным путем:

$$r_a = \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{r_{ки}}{\left(\sum_{i=1}^n r_{ки}\right) r_{ки}}} = \frac{\sum_{i=1}^n r_{ки}}{n} .$$

Из формулы (7) следует, что коэффициент δ_i для индивидуального привода — величина переменная. Интенсивность ее изменения зависит от коэффициентов тангенциальной эластичности колес движителя, что видно из следующей формулы, получаемой подстановкой в зависимость (7) выраже-

ния для r_{ki} из уравнения радиуса качения колеса с эластичной шиной [(9), стр. 7]:

$$\delta_i = \frac{r_{ki}^0 - \lambda_i M_{ki}}{\sum_{i=1}^n (r_{ki}^0 - \lambda_i M_{ki})} . \quad (8)$$

Вместе с тем следует отметить, что в рассматриваемых нами пределах изменения радиуса качения каждого из колес движителя: до начала буксования или юза — абсолютная величина приращения радиуса качения $\lambda_i M_{ki}$ достаточно мала по сравнению с r_{ki}^0 . Поэтому и изменение величины δ_i для каждого из колес практически незначительно.

В частном случае ведомого режима транспортного средства с индивидуальным приводом, а следовательно, ведомого режима и всех его колес, полагая, что в формуле (8) $M_{ki} = 0$, получим

$$\delta_i^0 = \frac{r_{ki}^0}{\sum_{i=1}^n r_{ki}^0} . \quad (9)$$

Из уравнения (7) первой статьи видно, что поскольку все входящие в его правую часть компоненты всегда положительны, то и сама величина δ_i положительна. Отсюда следует и постоянство знака всех величин δ_i , причем все они больше нуля. Таким образом, вышеизложенное в соответствии с замечанием, сделанным в первой статье сборника, свидетельствует о невозможности возникновения в движителях с индивидуальным приводом циркулирующих мощностей.

В соответствии с выражением (20, стр. 11) при известных радиусах качения колес, а следовательно, и коэффициентах δ_i может быть найден и крутящий момент на любом из колес движителя:

$$M_{ki} = \delta_i M_a = M_a \frac{r_{ki}}{\sum_{i=1}^n r_{ki}} . \quad (10)$$

Это имеет большое практическое значение, поскольку по простым замерам радиусов качения могут быть расчетным путем найдены и силовые факторы нагружения каждого из колес, что устраняет безусловную необходимость замера крутящих моментов на каждом колесе, требующем применения, например, тензометрирования.

Величина полного крутящего момента M_a движителя, входящая в зависимость (10), может быть определена по ско-

ростной характеристике силовой установки и коэффициентам полезного действия агрегатов привода. Например, при наиболее рациональной для индивидуального привода электро-трансмиссии с мотор-колесами и общей силовой установке

$$M_a = \frac{N_{дв} \eta_{\Sigma} \eta_{к,р}}{\omega_{дв}},$$

где $N_{дв}$ — мощность на валу первичного теплового двигателя (ДВС или ГТД);

η_{Σ} — полный к. п. д. электрической части привода;

$\eta_{к,р}$ — механический к. п. д. примененных в схеме редукторов (колесных и привода генераторов);

$\omega_{дв}$ — угловая скорость вала теплового двигателя.

Для силовой установки, состоящей из k первичных двигателей, при единой схеме передачи энергии к колесам

$$M_a = \eta_{\Sigma} \eta_{к,р} \sum_{\alpha=1}^k \frac{N_{дв\alpha}}{\omega_{дв\alpha}}.$$

Из формулы (10) следует практически важная зависимость, определяющая величину отношения крутящих моментов на любых двух (k -ом и j -ом) колесах из их общего числа n :

$$\frac{M_{kk}}{M_{kj}} = \frac{r_{kk}}{r_{kj}} = \frac{\omega_{kj}}{\omega_{kk}}, \quad (11)$$

т. е. отношение крутящих моментов, подведенных к любым двум колесам индивидуального привода, равно отношению радиусов качения или обратной величине отношения их угловых скоростей. Чтобы знать действительные величины крутящих моментов на всех колесах движителя, достаточно замерить крутящий момент лишь на одном (j -ом) колесе, после чего остальные определяются расчетным путем по уравнению (11).

Обобщенный коэффициент тангенциальной эластичности колесного движителя с индивидуальным приводом может быть выражен через коэффициент тангенциальной эластичности λ_i его колес следующим образом. Прибавим и вычтем из правой части равенства (5) величину r_a^0 согласно формуле (6):

$$r_a = r_a^0 + \frac{\sum_{i=1}^n r_{ki}}{n} - \frac{\sum_{i=1}^n r_{ki}^0}{n}.$$

Воспользовавшись выражениями радиуса качения колеса в функции от крутящего момента M_{ki} и определяя его через

коэффициент δ_i и полный крутящий момент M_a , найдем

$$r_a = r_a^0 - \frac{\sum_{i=1}^n \delta_i \lambda_i}{n} M_a .$$

Таким образом, обобщенный радиус качения в данном случае представляет собой линейную комбинацию обобщенного радиуса качения r_a^0 в ведомом режиме и полного момента M_a . Поэтому согласно общей формуле (35), приведенной в первой статье данного сборника, имеем

$$\lambda_a = \frac{\sum_{i=1}^n \delta_i \lambda_i}{n} . \quad (12)$$

Произведение $\delta_i \lambda_i$ в формуле (12) может быть названо парциальной величиной коэффициента тангенциальной эластичности колеса в системе движителя, а само выражение (12) свидетельствует о том, что обобщенный коэффициент тангенциальной эластичности движителя с индивидуальным приводом равен среднеарифметическому из парциальных величин коэффициентов тангенциальной эластичности всех колес. Согласно формуле (7) после ее подстановки в равенство (12) находим

$$\lambda_a = \frac{\sum_{i=1}^n \lambda_i r_{ki}}{n \sum_{i=1}^n r_{ki}} . \quad (13)$$

Воспользовавшись отмеченным выше свойством приближительного постоянства величин δ_i во всем диапазоне режимов качения, включая ведомый режим, для которого $r_{ki} = r_{ki}^0$, можем, исходя из выражений (12) и (13), записать следующее равенство:

$$\lambda_a \approx \frac{\sum_{i=1}^n \lambda_i r_{ki}^0}{n \sum_{i=1}^n r_{ki}^0} . \quad (14)$$

Можно использовать также и иную форму записи последнего выражения, получающуюся из формулы (14) с использованием уравнения (5):

$$\lambda_a \approx \frac{\sum_{i=1}^n \lambda_i r_{ki}^0}{n^2 r_a^0} .$$

Более подробный анализ формулы (13) свидетельствует о следующем важном свойстве движителя с индивидуальным приводом: его обобщенный коэффициент тангенциальной эластичности приблизительно в n раз (n — число колес) меньше средней для данного движителя величины коэффициента тангенциальной эластичности колес. Наиболее наглядно это видно при равенстве радиусов качения всех колес, так как в этом случае непосредственно из формулы (13) следует:

$$\lambda_a = \frac{\sum_{i=1}^n \lambda_i}{n^2} . \quad (15)$$

Если к тому же равны между собой и все коэффициенты тангенциальной эластичности колес, т. е.

$$\lambda_1 = \dots = \lambda_i = \dots = \lambda_n = \lambda ,$$

то

$$\lambda_a = \frac{\lambda}{n} .$$

Таковы в общем виде способы нахождения обобщенных параметров колесных транспортных средств с индивидуальным приводом. При известных обобщенных параметрах для оценки потерь сопротивления качению и нахождения свободной силы тяги могут быть использованы общие формулы (2) — (5), полученные во второй статье этого сборника.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОБОБЩЕННЫХ ПАРАМЕТРОВ КАЧЕНИЯ АВТОМОБИЛЕЙ И АВТОПОЕЗДОВ С СИММЕТРИЧНО-ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫМ ПРИВОДОМ

Под симметрично-дифференциальным приводом подразумевается привод, который с точностью до потерь на трение обеспечивает равное по всем колесам распределение полного крутящего момента.

В симметричном приводе с этой целью могут применяться несимметричные трехзвенные дифференциалы. В данной статье подобно предыдущим используется единая для всего сборника система принятых буквенных обозначений и теоретических предпосылок.

Коэффициент сопротивления качению в ведомом режиме транспортного средства с дифференциальным типом привода определяется аналогично рассмотренному в предыдущей статье случаю индивидуального привода, так как при буксировании автомобиля или автопоезда, ввиду кинематической свободы осей, все колеса работают в ведомом режиме, т. е.

$$f_i^0 = f_{\theta i} ,$$

откуда из формулы (21, стр. 13) для случая симметрично-дифференциального привода следует:

$$f_a^0 = \frac{\sum_{i=1}^n G_{ki} f_{\theta i}}{G_a} . \quad (1)$$

Коэффициенты распределения полного крутящего момента определяются основным характеризующим симметрично

дифференциальный привод уравнением, в соответствии с которым

$$M_{ki} = \frac{M_a}{n} ,$$

и следовательно,

$$\delta_i = \frac{1}{n} . \quad (2)$$

Таким образом, в отличие от движителей с индивидуальным приводом симметрично-дифференциальный привод характеризуется тем, что все коэффициенты распределения полного крутящего момента независимо от режима движения постоянны и равны между собой. Это положение распространяется и на тормозной режим при торможении основными колесными тормозами при их регулировке, обеспечивающей равенство* тормозных моментов.

Обобщенный радиус качения движителей с симметричным приводом может быть связан с радиусами качения его колес подстановкой значения δ_i из уравнения (2) в общую формулу (30, стр. 16), откуда находим

$$r_a = \frac{n}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{r_{ki}}} . \quad (3)$$

Таким образом, величина r_a в данном случае равняется обратной величине среднеарифметического из величин, обратных радиусам качения колес движителя.

Обобщенный радиус качения в ведомом режиме r_a^0 в рассматриваемом случае определяется зависимостью, непосредственно следующей из формулы (3), при $r_{ki} = r_{ki}^0$:

$$r_a^0 = \frac{n}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{r_{ki}^0}} . \quad (4)$$

Обобщенный коэффициент тангенциальной эластичности λ_a движителя с симметрично-дифференциальным приводом найдем, исходя из постоянства величин δ_i , путем подстановки в справедливую для этого случая формулу (34, стр. 18)

* В противном случае требуется специальный анализ, поскольку привод перестает обладать дифференциальными свойствами.

значения коэффициентов δ_i для данного типа привода:

$$\lambda_a = \frac{\sum_{i=1}^n \frac{\lambda_i}{r_{ki} r_{ki}^0}}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{r_{ki}} \sum_{i=1}^n \frac{1}{r_{ki}^0}} . \quad (5)$$

Уравнение (5) свидетельствует о том, что в противоположность коэффициенту λ_a движителя с индивидуальным приводом обобщенный коэффициент тангенциальной эластичности движителя с дифференциальным приводом — величина переменная, зависящая от переменности радиусов качения колес.

В частном случае равенства радиусов качения всех колес в ведомом и ведущем режимах, когда $r_{ki} = r_k$ и $r_{ki}^0 = r_k^0$, используя формулу (5), получаем

$$\lambda_a = \frac{\sum_{i=1}^n \lambda_i}{n^2} . \quad (6)$$

В этом случае, как следует из сопоставления данного результата с равенством (15, стр. 41), свойства, определяющие тангенциальную эластичность приводов с индивидуальным и симметрично-дифференциальным приводом, идентичны. Если наряду с равенством радиусов качения равны и коэффициенты λ_i всех колес, то, как и при индивидуальном приводе, из формулы (6) при $\lambda_i = \lambda$ находим

$$\lambda_a = \frac{\lambda}{n} . \quad (7)$$

В заключение приводим еще одну удобную форму записи выражения для λ_a в общем виде, следующую из зависимостей (3), (4) и (5):

$$\lambda_a = \frac{r_a r_a^0}{n^2} \sum_{i=1}^n \frac{\lambda_i}{r_{ki} r_{ki}^0} . \quad (8)$$

Все эти результаты нахождения обобщенных параметров движителей с симметрично-дифференциальным приводом позволяют для определения сопротивлений качению непосредственно

редственно использовать зависимости, полученные во второй статье данного сборника.

Кроме того, эти же результаты позволяют производить сравнительную оценку симметрично-дифференциального и остальных типов привода колесных движителей.

ПРИНЯТЫЕ В СБОРНИКЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

Линейные величины

- r_k — радиус качения единичного колеса в общем случае движения;
- r_{ki} — радиус качения i -го колеса в системе движителя, где i — порядковый номер колеса, устанавливаемый произвольно или по конструктивным признакам;
- r_k^0 — радиус качения единичного колеса в ведомом режиме;
- r_{ki}^0 — радиус качения в ведомом режиме i -го колеса в системе движителя;
- $r_{k\bullet i}$ — радиус качения i -го колеса движителя в том случае, когда транспортное средство в целом находится в ведомом режиме, а само колесо — в ином режиме;
- r_a — обобщенный радиус качения многоколесного движителя в общем случае движения;
- r_a^0 — обобщенный радиус качения многоколесного движителя в его ведомом режиме;
- a_i — плечо сопротивления качению i -го колеса движителя;
- a_z — обобщенное плечо сопротивления качению многоколесного движителя;
- a_i^0 — плечо сопротивления качению в ведомом режиме i -го колеса движителя.

Силы и моменты

- G_k — нормальная нагрузка на единичное колесо;
- G_{ki} — нормальная нагрузка на единичное колесо в системе многоколесного движителя;
- G_a — нормальная составляющая веса автомобиля или автопоезда;
- X — тангенциальная реакция единичного колеса;

- X_i — тангенциальная реакция i -го колеса в системе движителя;
- P_a — полная сила тяги многоколесного движителя;
- P_f — сила сопротивления качению единичного колеса в общем случае движения;
- P_{f0} — сила сопротивления качению единичного колеса в ведомом режиме;
- P_{fa} — сила сопротивления качению автомобиля (автопоезда) в общем случае движения;
- P_{fa}^0 — сила сопротивления качению автомобиля (автопоезда) в ведомом режиме;
- M_k — крутящий момент, подведенный к единичному колесу;
- M_{ki} — крутящий момент, подведенный к i -ому колесу движителя, в общем случае движения;
- M_{ki}^0 — крутящий момент i -го колеса движителя в ведомом режиме транспортного средства с заблокированным приводом;
- M_a — полный крутящий момент движителя.

Мощности

- N_i — мощность, подводимая к i -му колесу движителя;
- N_{ea} — мощность, подводимая к колесному движителю;
- N_a — полезная мощность, отводимая от движителя;
- N_{fa} — мощность сопротивлений качению движителя;
- $N_{\Sigma a}$ — составляющая мощности сопротивлений качению, зависящая от приложения полного крутящего момента;
- N_{fa}^0 — составляющая мощности сопротивлений качению при постоянстве обобщенного радиуса качения.

Коэффициенты

- λ_i — коэффициент тангенциальной эластичности i -го колеса в системе движителя;
- λ_a — обобщенный коэффициент тангенциальной эластичности многоколесного движителя;
- δ_i — коэффициент распределения полного крутящего момента движителя для i -го колеса в общем случае движения;
- δ_i^0 — коэффициент распределения полного крутящего момента движителя для i -го колеса в ведомом режиме движителя;
- f — коэффициент сопротивления качению единичного колеса в общем случае движения;

- f_0 — коэффициент сопротивления качению единичного колеса в ведомом режиме;
- f_i — коэффициент сопротивления качению i -го колеса движителя в общем случае движения;
- f_{0i} — коэффициент сопротивления качению i -го колеса движителя в ведомом режиме этого колеса;
- f_i^0 — коэффициент сопротивления качению i -го колеса движителя, находящегося в ведомом режиме в том случае, когда само колесо не находится в данном режиме;
- f_a — коэффициент сопротивления качению автомобиля (автопоезда) в общем случае движения;
- f_a^0 — коэффициент сопротивления качению автомобиля (автопоезда) в ведомом режиме.

Прочие величины

- V_a — скорость поступательного движения автомобиля (автопоезда);
- ω_a — обобщенная угловая скорость колесного движителя;
- ω_i — угловая скорость оси i -го колеса движителя;
- n — число колес автомобиля или автопоезда.
-

СОДЕРЖАНИЕ

В. А. Петрушов. Главные соотношения между параметрами качения единичного колеса и многоколесного движителя автомобилей и автопоездов	3
В. А. Петрушов. Связь коэффициента сопротивления качению автомобиля (автопоезда) с обобщенными параметрами его движителя	24
В. А. Петрушов. Учет особенностей типов привода автомобилей и автопоездов	27
В. А. Петрушов. Определение обобщенных параметров качения автомобилей и автопоездов с индивидуальным приводом	35
В. А. Петрушов. Определение обобщенных параметров качения автомобилей и автопоездов с симметрично-дифференциальным приводом	42
Принятые в сборнике условные обозначения	46

