

Министерство высшего и среднего специального образования УССР

ХАРЬКОВСКИЙ  
АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ ИНСТИТУТ

Инженер Л. И. КОРОТКОВ

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ  
ДИФФЕРЕНЦИАЛА НА ОТНОСИТЕЛЬНУЮ  
СКОРОСТЬ ВРАЩЕНИЯ ВЕДУЩИХ КОЛЕС  
И УСТОЙЧИВОСТЬ АВТОМОБИЛЯ  
ПРИ ПРЯМОЛИНЕЙНОМ ДВИЖЕНИИ

Автореферат  
диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Научно-исследовательский институт  
автомобильного транспорта  
имени профессора А. Борисова и  
доктора технических наук  
Борисова А. А.  
24/VII-63

Министерство высшего и среднего специального образования УССР

ХАРЬКОВСКИЙ  
АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ ИНСТИТУТ

Инженер Л. И. КОРОТКОВ

ИССЛЕДОВАНИЕ  
ВЛИЯНИЯ ДИФФЕРЕНЦИАЛА  
НА ОТНОСИТЕЛЬНУЮ СКОРОСТЬ  
ВРАЩЕНИЯ ВЕДУЩИХ КОЛЕС  
И УСТОЙЧИВОСТЬ АВТОМОБИЛЯ  
ПРИ ПРЯМОЛИНЕЙНОМ ДВИЖЕНИИ

Автореферат  
диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Научный руководитель — кандидат технических наук,  
доцент А. Б. Гредескул

Харьков—1963

## В В Е Д Е Н И Е

Автомобильная промышленность нашей страны создает необходимую техническую базу для роста автомобильного парка с одновременным повышением технико-экономических показателей изготавляемых машин.

В ведущих осях отечественных автомобилей начинают применять дифференциалы с повышенным внутренним трением. Как известно, эти дифференциалы улучшают тяговые качества и проходимость автомобилей за счет перераспределения тяговых сил между ведущими колесами при пробуксовывании одного из них на скользкой дороге. Обычный дифференциал не обеспечивает при этом необходимого перераспределения тяговых сил, что является одним из его недостатков.

Однако, в последнее время, в связи с улучшением динамики выпускаемых автомобилей, ростом мощности и крутящего момента двигателей стало проявляться еще одно отрицательное свойство обычного межколесного дифференциала.

При потере одним ведущим колесом контакта с дорогой или попадании на скользкий участок дороги происходит увеличение его угловой скорости. Последующее приземление колеса или въезд на участок с повышенным коэффициентом сцепления сопровождается пробуксовыванием, которое обусловлено несоответствием окружной скорости колеса и скорости автомобиля.

Резкое изменение внешней нагрузки на колесо при отрыве и приземлении вызывает возникновение на ведущих колесах разных по величине тяговых сил. Эти силы создают моменты в плоскости дороги, стремящиеся нарушить боковую устойчивость автомобиля.

Исследование характера явлений, связанных с изменением скорости ведущего колеса и влиянием этого изменения на устойчивость автомобиля, выполнено в диссертационной работе автора.

Работа выполнена на кафедре автомобилей и двигателей Харьковского автомобильно-дорожного института.

## 1. Обзор выполненных работ и задачи исследования

В обзоре затронуты некоторые вопросы кинематики и динамики дифференциалов и влияния дифференциалов на проходимость и устойчивость автомобилей — наиболее близкие к теме диссертационной работы.

Исследование Н. И. Поповым режима работы обычного дифференциала показало, что при движении на неровных дорогах такой дифференциал работает непрерывно. Величина относительной скорости вращения ведущих колес свидетельствует о возможном раскручивании их двигателем при потере контакта с дорогой.

Движение автомобиля по дорогам с различным покрытием сопровождается отрывом колес от дорожного полотна. По данным А. А. Тихонова, при испытании автомобиля «Победа», движущегося со скоростью до 90 км/час по дорогам удовлетворительного качества, из 6400 зафиксированных максимальных перемещений колес в 2007 случаях колеса отрывались от поверхности дороги.

Стремление ликвидировать раскручивание колес и повысить устойчивость автомобилей привело к созданию за границей различных приспособлений, которые притормаживают забегающее колесо или автоматически блокируют дифференциал при прямолинейном движении, освобождая блокировку только при поворотах автомобиля.

Были также запатентованы новые конструкции гидравлических дифференциалов, у которых перераспределение крутящего момента между полуосями растет с увеличением относительной скорости вращения колес.

Для уменьшения склонности колес к раскручиванию при буксовании или отрыве от дороги ведущие оси некоторых моделей американских легковых автомобилей и легких грузовиков устанавливаются дифференциалы повышенного трения. В частности, дифференциалы с конусными и дисковыми блокирующими муфтами рекламируются в США как «нераскручиваемые» дифференциалы. Исследование А. Б. Гредескула показало несостоятельность этого утверждения. Являясь дифференциалом повышенного трения, такой механизм может только способствовать уменьшению интенсивности раскручивания колеса.

Вопрос влияния дифференциала на устойчивость автомобиля рассмотрен в работе Н. В. Дивакова, посвященной критериям оценки автомобильных дифференциалов. Н. В. Диваков считает целесообразным исследовать изменение скорости вращения ведущих колес и его влияние на устойчивость автомобиля.

Влияние некоторых конструкций дифференциалов повышенного трения на устойчивость автомобилей при прямолинейном движении проверялось А. Х. Лефаровым на Минском автозаводе, Хлебниковым А. М., Крестовниковым Г. А. и Луневым А. С. в НАМИ. Работы в этом направлении проводил также Горьковский автозавод. Как указывает Н. И. Борисов, необходимость таких испытаний была вызвана проверкой целесообразности установки в ведущую ось автомобиля «Чайка» кулачкового дифференциала.

Однако до настоящего времени отсутствуют подробные исследования, связанные с рассматриваемым явлением и рекомендации о целесообразности применения дифференциалов с частичной блокировкой для повышения устойчивости автомобилей при прямолинейном движении.

Изучение этого вопроса представляет интерес для автомобилестроителей, что находит отражение на страницах отечественной и зарубежной специальной литературы.

Основными задачами настоящего исследования являются:

1. определение приращения угловой скорости ведущего колеса при потере им контакта с дорогой;
2. разработка метода оценки склонности колес к раскручиванию у различных автомобилей;
3. изучение характера явлений, связанных с изменением скорости ведущего колеса при отрыве и приземлении;
4. определение запаса устойчивости осей автомобиля против заноса в условиях прямолинейного движения;
5. определение оптимального значения коэффициента блокировки дифференциала, повышающего запас устойчивости осей при приземлении раскрученного колеса на дорогу.

В связи с тем, что максимальное увеличение скорости вращения колеса может иметь место при движении автомобиля на повышенных скоростях, при которых отрыв колеса от дороги наиболее вероятен и время нахождения в воздухе увеличено, исследование проведено на дорогах с достаточно высокими сцепными свойствами. Движение автомобиля на скользких дорогах происходит обычно с малой скоростью и неполным использованием мощности двигателя. В этих условиях раскручивание ведущего колеса может отсутствовать или быть значительно менее интенсивным.

### 2. Исследование изменения скорости вращения ведущего колеса автомобиля при потере контакта с дорогой и последующем приземлении

Уравнение моментов на ведущем колесе, вращающемся с пробуксовыванием перед потерей контакта с дорогой или при приземлении после раскручивания в воздухе, может быть представлено выражением

$$\left( M_e - I_e \frac{d\omega_e}{dt} \right) \frac{i_0 i_k \eta_t}{1 + K_6} = I_k \frac{d\omega_1}{dt} + M_c \quad (1)$$

где:  $M_e$  — крутящий момент двигателя,

$I_e$ ;  $I_k$  — моменты инерции соответственно вращающихся частей двигателя и ведущего колеса;

$M_c$  — момент сопротивления пробуксовыванию колеса;  $\omega_e$ ;  $\omega_1$  — угловые скорости коленчатого вала двигателя и колеса;

$i_0$ ;  $i_k$  — передаточные числа главной передачи и коробки передач;

$\eta_t$  — КПД трансмиссии;

$K_6 = \frac{M_2}{M_1}$  — коэффициент блокировки дифференциала;

$M_1$  — крутящий момент на ведущем колесе, вращающемся с изменением угловой скорости;

$M_2$  — крутящий момент на противоположном ведущем колесе;

При отрыве колеса от дороги и раскручивании в воздухе  $M_c = 0$ .

Полагаем, что в процессе отрыва и приземления одного из ведущих колес скорость движения автомобиля не изменяется, а, следовательно, угловая скорость колеса, не отрывающегося от дороги, приращения не получает:  $\frac{d\omega_2}{dt} = 0$ .

После интегрирования получим зависимость  $t = f(\omega_1)$  при свободном раскручивании колеса в воздухе

$$t = \frac{1}{\sqrt{A_2^2 + 4A_1A_3}} \ln \frac{2A_3\omega_1 + A_2 + \sqrt{A_2^2 + 4A_1A_3}}{2A_3\omega_1 + A_2 - \sqrt{A_2^2 + 4A_1A_3}} + L_n \quad (2)$$

где:  $A_1$ ;  $A_2$ ;  $A_3$  — постоянные величины, которые определяются с помощью выражений, приведенных в диссертации;

$L_n$  — постоянная интегрирования, определяемая из начальных условий: при  $t = 0$ ,  $\omega_1 = \omega'_1$ ;  $\omega'_1$  — угловая скорость колеса в момент потери контакта с дорогой.

Момент сопротивления пробуксовыванию колеса перед потерей контакта с дорогой или при приземлении после раскручивания в воздухе равен:

$$M_c = k_0 \varphi_1 r_k (r_{cp} - Z), \quad (3)$$

где:  $\rho = 1 - \frac{r_k}{r_s}$  — коэффициент, учитывающий первоначальную деформацию шины;

$r_k$  — средний радиус качения колеса до его отрыва от дороги;

$r_{cp}$  — свободный радиус колеса при отсутствии вертикальной нагрузки;

$k_0$  — радиальная жесткость шины;

$\varphi_1$  — коэффициент сцепления буксующего колеса с дорогой;

$Z$  — величина вертикального перемещения оси колеса переменная во времени.

Экспериментальные исследования колебаний колес автомобиля в дорожных условиях, проведенные А. А. Тихоновым, показывают, что частота этих колебаний близка (в пределах 10%) к собственным частотам. Это позволяет сложные в общем виде выражения  $Z = f(t)$  заменить на отдельных участках кривой перемещения колеса, на которых происходит пробуксовывание, более простым уравнением затухающих колебаний:

$$Z = A_0 e^{-ht} \sin(\Omega t + \alpha_0), \quad (4)$$

где:  $A_0$  — максимальная амплитуда колебаний;

$h$  — коэффициент, характеризующий затухание колебаний;

$\Omega$  — частота затухающих колебаний;

$\alpha_0$  — фаза колебаний;

Параметры уравнения (4) могут быть определены с достаточной степенью точности, чтобы обеспечить для рассматриваемого участка траектории необходимое совпадение с действительной кривой колебания колеса, полученной экспериментально.

После подстановки выражений (3) и (4) в уравнение (1), соответствующих преобразований и интегрирования получим формулу для определения изменения угловой скорости колеса при его пробуксовывании на отдельных участках траектории вертикального перемещения перед потерей контакта с дорогой или при приземлении.

$$\omega_1 = e^{-C_2 t} \left\{ \frac{C_1}{C_2} e^{C_2 t} + \frac{C_3 (C_2 - h)^2}{\Omega^2 + (C_2 - h)^2} \left[ \frac{e^{(C_2 - h)t} \cdot \sin(\Omega t + \alpha_0)}{C_2 - h} - \frac{\Omega e^{(C_2 - h)t} \cdot \cos(\Omega t + \alpha_0)}{(C_2 - h)^2} \right] + L_n' \right\}, \quad (5)$$

где:  $L_n'$  — постоянная интегрирования;

$C_1$ ;  $C_2$ ;  $C_3$  — коэффициенты, определяемые с помощью выражений, приведенных в диссертации.

Сравнительная оценка интенсивности раскручивания ведущих колес различных автомобилей при потере ими контак-

та с дорогой может быть произведена по величине наибольшего углового ускорения колеса.

Используя для этого случая уравнение (1) получим

$$\frac{d\omega_1}{dt} \max = \frac{\eta_{\text{т}} i_{\text{k}} i_0 M_{\epsilon \max}}{(1 + K_b) I_{\text{пр}}}, \quad (6)$$

где:  $I_{\text{пр}} = I_{\text{k}} + \frac{0,5}{1 + K_b} \eta_{\text{т}} i_{\text{k}}^2 i_0^2 I_e$  — момент инерции масс, вращающихся с изменением угловой скорости, приведенный к оси колеса.

Значения  $\frac{d\omega_1}{dt} \max$  для некоторых моделей автомобилей на прямой передаче при  $K_b = 1$  приведены в таблице 1.

Показатель	Модели автомобилей					
	ГАЗ-51	МЗМА-401	ГАЗ-20	ГАЗ-21	ЗИЛ-110	ГАЗ-13
$\frac{d\omega_1}{dt} \max \left( \frac{\text{рад}}{\text{сек}^2} \right)$	33	56	74	107	112	135

Проведенный анализ показывает, что интенсивность раскручивания ведущего колеса, потерявшего контакт с дорогой, возрастает с увеличением крутящего момента, подводимого к колесам и уменьшением передаточного числа трансмиссии, моментов инерции колеса и вращающихся масс двигателя.

Момент, раскручающий колесо по своей величине меньше, чем половина тягового момента, подводимого к ведущим колесам до отрыва одного из них от дороги. Это объясняется тем, что часть крутящего момента двигателя расходуется на увеличение угловой скорости его вращающихся масс.

С увеличением коэффициента блокировки дифференциала склонность колес к раскручиванию уменьшается, причем наиболее резко это уменьшение проявляется при значениях  $K_b = 2,5 \div 5,5$ .

Для исследования действительных изменений угловых скоростей ведущих колес были применены высокочастотная киносъемка и электрические методы измерения.

Эксперименты проводились на сухом асфальтобетонном шоссе. Испытываемые автомобили проезжали колесами одной стороны искусственную неровность синусоидального профиля с разной скоростью движения.

Киносъемка осуществлялась высокочастотным аппаратом СКС-1М. Частота съемки составляла 2000—3000 кадров в сек. Для удобства обработки результатов эксперимента на

шинах ведущих колес автомобилей наносились метки, позволяющие определять вертикальное перемещение колес относительно неровности и поверхности дороги, а также изменение скорости их вращения.

При киносъемке использовались автомобили ПАЗ-651, ЗАЗ-965, «Победа» и ГАЗ-21Б — «Волга».

Электрический метод измерения применялся как дублирующий, который позволял проверить изменение скоростей одновременно обоих ведущих колес и в различных дорожных условиях.

Датчиками угловой скорости служили тахогенераторы ТГ-041 и ТЭ-204. Изменение скорости колес записывалось на пленке осциллографа МПО-2.

Электроизмерительная установка монтировалась на автомобиле «Победа». Опыты на этом автомобиле производились с обычным дифференциалом в ведущей оси и с дифференциалом повышенного трения.

Для создания увеличенного трения был использован стандартный дифференциал, в котором полуосевые шестерни и сателлиты работали без смазки, что осуществлялось путем полной герметизации корпуса дифференциала. Для увеличения момента трения вместо стальных опорных шайб полуосевых шестерен были установлены шайбы, изготовленные из фрикционного материала, а вместо упорного сухаря полуосей стала распорная пружина, прижимающая полуосевые шестерни к шайбам. Испытания показали, что коэффициент блокировки такого дифференциала  $K_b = 1,43 \div 1,48$ .

В результате обработки материалов эксперимента было установлено, что в процессе отрыва и приземления ведущего колеса имеет место изменение его скорости вращения, в то время как скорость противоположного колеса и скорость автомобиля на исследуемом интервале пути остаются практически постоянными.

В момент въезда ведущим колесом на неровность, несмотря на повышение деформации шины, скорость вращения колеса не увеличивается, так как не увеличивается число оборотов двигателя и не изменяется скорость противоположного колеса.

При отрыве колеса от неровности, из-за быстрого снятия внешней нагрузки, наружный конец полуоси поворачивается по ходу вращения, уменьшая угол закручивания, и угловая скорость колеса резко возрастает. Это явление несколько искачет действительный процесс увеличения угловой скорости колеса по сравнению с теоретическим процессом, который не учитывает мгновенного изменения скорости, в связи с поворотом наружного конца полуоси.

После резкого поворота колеса по ходу вращения увеличение его угловой скорости носит в начале колебательный ха-

рактер, а затем устанавливается и плавно возрастает до момента начала касания колесом дороги при приземлении. С этого момента начинается снижение скорости вращения колеса, сопровождающееся пробуксовыванием, о чем свидетельствует стертость рисунка протектора на отпечатке следа колеса.

После прекращения пробуксовывания колеса скорость его вращения остается увеличенной, так как в связи с эластичностью шины уменьшается радиус качения колеса. При последующем отрыве колеса от дороги отсутствует резкое колебание его скорости и протекание процесса раскручивания колеса двигателем происходит в соответствии с теоретическим анализом.

При установке в ведущую ось дифференциала повышенного трения характер изменения угловой скорости колеса сохраняется таким же, как при обычном дифференциале. Однако величина приращения скорости за время раскручивания в воздухе уменьшается.

В таблице 2 приведены значения наибольшего увеличения скорости  $\Delta\omega$  и соответствующего ему увеличения числа оборотов  $\Delta n$  ведущего колеса различных автомобилей за время потери контакта с дорогой. У колеса не отрывающегося от дороги отмечено небольшое колебание угловой скорости, равное  $-0,15 \div 0,4 \frac{\text{рад}}{\text{сек}}$ .

Таблица 2

	Модели автомобилей				
	„Победа“		С обычным дифференциалом	С дифференциалом повышенного трения	„Волга“
	ПАЗ-651	ЗАЗ-965			
$\Delta\omega \left( \frac{\text{рад}}{\text{сек}} \right)$	1,8 $\div$ 2,2	3,6 $\div$ 4,4	5,8 $\div$ 7,0	5,0 $\div$ 6,3	8,7 $\div$ 9,2
$\Delta n \left( \frac{\text{об}}{\text{мин}} \right)$	17 $\div$ 21	34 $\div$ 42	55 $\div$ 67	47 $\div$ 59	76 $\div$ 87

При движении на низших передачах, интенсивность увеличения угловой скорости ведущего колеса снижается.

Величина приращения скорости ведущего колеса автомобиля ПАЗ-651 значительно меньшая, чем у легковых автомобилей, имеющих малые моменты инерции вращающихся масс и передаточные числа трансмиссии.

Уменьшение скорости вращения ведущего колеса испытавшихся автомобилей, при приземлении, составляет в среднем  $1,5 \div 2,4 \frac{\text{рад}}{\text{сек}}$ .

Испытание автомобиля „Победа“ на булыжной мостовой показало, что при обычном дифференциале разность угловых скоростей колес сравнительно небольшая и составляет

$$1,1 \div 2,0 \frac{\text{рад}}{\text{сек}}.$$

Применение дифференциала повышенного трения уменьшает относительную скорость вращения ведущих колес примерно вдвое. Следовательно, в условиях хаотично-расположенных мелких неровностей, даже небольшое увеличение  $K_b$  существенно снижает приращение угловой скорости.

Экспериментальная проверка уравнения (2) была проведена также на автомобиле ГАЗ-51.

Опыт проводился на неподвижном автомобиле с вывешенным задним колесом при полностью открытой дроссельной заслонке карбюратора. Эксперимент показал удовлетворительное совпадение теоретической и опытной кривых раскручивания колеса. При реальном времени нахождения колеса в воздухе — 0,1 сек. отклонение не превышало 4,5%.

Проведенные эксперименты подтвердили основные положения теоретического анализа.

### 3. Исследование влияния изменения скорости вращения ведущего колеса на боковую устойчивость автомобиля

Тяговое усилие  $P_1$  на ведущем колесе, вращающемся с пробуксовыванием перед отрывом от дороги и при приземлении, определяется величиной момента сопротивления пробуксовыванию  $M_c$ .

Основываясь на уравнении (1) после преобразования получим

$$P_1 = \frac{M_c}{r} = \frac{I_{np}}{r} \left[ \left( \frac{d\omega_1}{dt} \right)_0 - \frac{d\omega_1}{dt} \right] \quad (7)$$

где:  $\left( \frac{d\omega_1}{dt} \right)_0$  — угловое ускорение колеса свободно раскручиваемого в воздухе;

$\left[ \left( \frac{d\omega_1}{dt} \right)_0 - \frac{d\omega_1}{dt} \right]$  — угловое ускорение, обусловленное наличием момента сопротивления пробуксовыванию.

В связи с изменением деформации шины при вертикальном перемещении колеса, радиус  $r$  является переменной величиной.

Тяговое усилие  $P_2$  на противоположном колесе равно

$$P_2 = \left\{ I_k \frac{d\omega_1}{dt} + I_{np} \left[ \left( \frac{d\omega_1}{dt} \right)_0 - \frac{d\omega_1}{dt} \right] \right\} K_b, \quad (8)$$

где:  $r_k$  — средний радиус качения колеса.

При потере ведущим колесом контакта с дорогой ( $P_1 = 0$ ) получим:

$$P_2 = I_k \left( \frac{d\omega_1}{dt} \right)_0 \frac{K_b}{r_k}. \quad (9)$$

Исследования показали, что ускорение  $\left( \frac{d\omega_1}{dt} \right)_0$  незначительно изменяется за время отсутствия контакта с дорогой. Некоторое его уменьшение обусловлено снижением крутящего момента двигателя в связи с увеличением числа оборотов коленчатого вала. Угловое замедление колеса при приземлении  $\frac{d\omega_1}{dt}$  по абсолютной величине резко возрастает, так как увеличивается деформация шины, а следовательно, и момент сопротивления пробуксовыванию  $M_c$ . По данным высокочастотной киносъемки, изменение радиуса колеса  $r$  при пробуксовывании во время приземления мало и величина его отличается от среднего радиуса качения  $r_k$  на  $3 \div 8\%$ .

При отрыве колеса от дороги тяговое усилие на нем стремится к нулю. Одновременно уменьшается и значение  $P_2$  по сравнению с величиной тяговой силы, которая действовала на этом колесе, до отрыва противоположного колеса от дороги. Это связано с уменьшением, подводимого к колесам крутящего момента от двигателя из-за раскручивания его вращающихся масс.

При приземлении колеса на дорогу скорость его вращения уменьшается и тяговые усилия на обоих колесах возрастают, так как к крутящему моменту, подводимому от двигателя, добавляется инерционный момент вращающихся частей двигателя.

Однако увеличение тяговых сил на колесах происходит неодинаково и в значительной степени определяется величиной внутреннего трения в дифференциале.

При малых значениях  $K_b$  тяговая сила на приземляющемся колесе может достичь большей величины, чем на противоположном колесе, так как при этом инерционный момент колеса превышает величину момента трения в дифференциале.

С увеличением  $K_b$  увеличивается степень перераспределения крутящего момента между ведущими колесами. Поэтому тяговое усилие на не отрывавшемся от дороги колесе остает-

ся по своей величине больше, чем на приземляющемся колесе до выравнивания угловых скоростей обоих ведущих колес.

Как известно, запас устойчивости оси автомобиля против заноса  $\gamma$  определяется отношением максимальной боковой силы, допускаемой по условию сцепления колес с дорогой к боковой силе, действующей на рассматриваемую ось в данных условиях движения. Боковые силы возникают в результате появления в плоскости дороги бокового момента из-за разных по величине тяговых сил на ведущих колесах.

Проведенное в диссертационной работе исследование позволяет рекомендовать следующие формулы для определения критерия устойчивости осей автомобиля при прямолинейном движении.

1. При потере одним из ведущих колес контакта с дорогой: для передней (неведущей) оси

$$\gamma_1 = \frac{2m_1 \varphi l_2 G_a r_b}{I_k \left( \frac{d\omega_1}{dt} \right)_0 \cdot B_2 \cdot K_b}; \quad (10)$$

для задней (ведущей) оси

$$\gamma_2 = \frac{2L r_k \sqrt{\left( 0,5 m_2 \varphi \frac{l_1}{L} G_a \right)^2 - I_k^2 \left( \frac{d\omega_1}{dt} \right)_0^2 \frac{K_b^2}{r_k^2}}}{I_k \left( \frac{d\omega_1}{dt} \right)_0 \cdot B_2 K_b}. \quad (11)$$

2. При пробуксовывании ведущего колеса во время приземления после раскручивания в воздухе: для передней (неведущей) оси

$$\gamma'_1 = \frac{2m_1 \varphi l_2 G_a}{B_2 \left\{ I_{np} \left[ \left( \frac{d\omega_1}{dt} \right)_0 - \frac{d\omega_1}{dt} \left| \left( \frac{1}{r} - \frac{K_b}{r_k} \right) - I_k \frac{d\omega_1}{dt} \frac{K_b}{r_k} \right| \right] \right\}}; \quad (12)$$

для задней (ведущей) оси

$$\gamma'_2 = \frac{2L \sqrt{\left( 0,5 m_2 \varphi \frac{l_1}{L} G_a \right)^2 - \left\{ I_{np} \left[ \left( \frac{d\omega_1}{dt} \right)_0 - \frac{d\omega_1}{dt} \right] + I_k \frac{d\omega_1}{dt} \right\}^2 \frac{K_b^2}{r_k^2}}}{B_2 \left\{ I_{np} \left[ \left( \frac{d\omega_1}{dt} \right)_0 - \frac{d\omega_1}{dt} \right] \left( \frac{1}{r} - \frac{K_b}{r_k} \right) - I_k \frac{d\omega_1}{dt} \frac{K_b}{r_k} \right\}}, \quad (13)$$

где:  $m_1$ ;  $m_2$  — коэффициенты изменения вертикальных реакций на передней и задней осях;

$l_1$ ;  $l_2$  — расстояние от центра тяжести автомобиля до передней и задней осей;

$B_2$  — ширина колеи ведущих колес;  
 $L$  — база автомобиля.

Возникающий в плоскости дороги боковой момент вызовет соответствующий увод шин и на оси автомобиля будут действовать дополнительные боковые силы, вызванные появлением поперечной составляющей центробежной силы.

Анализ показывает, что боковая эластичность колес способствует повышению запаса устойчивости передней оси и снижению запаса устойчивости задней оси. Появление в плоскости дороги бокового момента при прямолинейном движении приводит к снижению критической скорости, а следовательно, к уменьшению области устойчивого движения на диаграмме устойчивости, предложенной Я. М. Певзнером.

Наилучшей устойчивостью против заноса при прямолинейном движении будет обладать автомобиль с недостаточной поворачиваемостью.

Запас устойчивости осей автомобиля с учетом боковой эластичности колес может быть определен путем деления значений  $\gamma_1$ ;  $\gamma'$  и  $\gamma_2$ ;  $\gamma'_2$ , полученных по формулам (10, 12) (11, 13), на соответствующие коэффициенты  $\mu_1$  и  $\mu_2$ .

$$\mu_1 = 1 - \frac{G_a l_2 V_a^2}{gL^2} \left( \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} \right); \quad (14)$$

$$\mu_2 = 1 + \frac{G_a l_1 V_a^2}{gL_2} \left( \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} \right);$$

где:  $V_a$  — скорость автомобиля;

$g$  — ускорение свободного падения;

$k_1$ ;  $k_2$  — коэффициенты сопротивления шин боковому уводу соответственно передних и задних колес.

При малых значениях коэффициента блокировки дифференциала направление действия бокового момента в плоскости дороги, при приземлении ведущего колеса, изменяется. В начале касания колесом дороги тяговое усилие на нем растет, но остается по своей величине меньше, чем на противоположном колесе. В момент выравнивания тяговых усилий  $\gamma = \infty$ . С последующим увеличением деформации шины, увеличивается угловое замедление приземляющегося колеса

$\frac{d\omega_1}{dt}$  и тяговое усилие на нем становится больше, чем на противоположном колесе. При этом запас устойчивости осей начинает резко уменьшаться. Увеличение коэффициента блокировки  $K_b$  вызывает снижение запаса устойчивости осей и постоянное направление действия в плоскости дороги бокового момента.

Потеря устойчивости осей, в этом случае, наступает при меньших значениях  $\frac{d\omega_1}{dt}$ . Направление бокового момента сохраняется при последующих отрывах и приземлениях колеса и время его действия увеличивается.

При высоких значениях  $K_b$  тяговая сила на колесе, не отрывавшимся от дороги, может достичь своего предельного значения по сцеплению раньше, чем прекратится пробуксовывание приземляющегося колеса. В этом случае возможно пробуксовывание обоих ведущих колес, приземляющегося колеса — с замедлением, а противоположного колеса — ускорением и ведущая ось потеряет способность воспринимать боковые нагрузки. С увеличением крутящего момента, подводимого к колесам, запас устойчивости осей автомобиля при одном и том же угловом замедлении уменьшается, а вероятность потери устойчивости возрастает.

Величина оптимального коэффициента блокировки  $K_{b_{op}}$ , повышающего запас устойчивости осей при приземлении раскрученного колеса, зависит от конструктивных параметров автомобиля, обуславливающих интенсивность возрастания угловой скорости при отрыве и максимальное замедление при приземлении. Другие значения  $K_b$ , отличающиеся от оптимального, снижают запас устойчивости осей.

Исследования показали, что повышение устойчивости автомобилей при пробуксовывании приземляющегося колеса может быть достигнуто применением дифференциала со сравнительно малой величиной  $K_b$ . Так, например, для автомобилей „Волга“, „Победа“, „Запорожец“ наименьшая разность тяговых сил на ведущих колесах (даже на широком диапа-

зоне изменения  $\frac{d\omega_1}{dt}$  от нуля до  $-300 \frac{\text{рад}}{\text{сек}^2}$ ) обеспечивается дифференциалом со значением  $K_b < 2$ .

Выбор  $K_{b_{op}}$  целесообразно производить так, чтобы при наибольшем угловом замедлении приземляющегося колеса, разность тяговых сил на ведущих колесах стремилась к нулю. В этом случае при пробуксовывании колеса запас устойчивости осей автомобиля будет возрастать, стремясь к бесконечности.

Экспериментальные исследования устойчивости производились на автомобиле «Победа», оборудованном тензометрической установкой с усилителем 8АНЧ-7М для измерения тяговых усилий. Проволочные датчики наклеивались на консоли кожухов полусошь между опорными дисками тормозных колодок и площадками для крепления рессор. Запись тяговых усилий производилась на пленку осциллографа МПО-2 одновре-

менно с изменением скорости вращения ведущих колес. Испытания проводились с обычным дифференциалом и с опытным дифференциалом повышенного трения.

Проверка влияния ударных нагрузок на искажение записи тяговых сил показала, что при сбрасывании колеса с домкрата с высоты 70 мм балансировка тензометрических датчиков не нарушалась.

Для записи ускорений, возникающих под действием боковых моментов, использовался акселерометр. Перед проведением испытаний на участке асфальтобетонного шоссе устанавливалась искусственная неровность и краской наносились две продольные полосы, по которым проезжали левые и правые колеса автомобиля.

Наличие в плоскости дороги боковых моментов и направление их действия определялось по взаимному расположению отпечатков следов, оставляемых колесами на окрашенных полосах дороги. Для привязки начала записи ускорений к определенной точке дорожного участка акселерометр оборудовался автоматом включения.

Для этих испытаний использовались также автомобили «Волга» и «Запорожец», на которых устанавливался акселерометр, но не было тензометрической установки.

Анализ расположения следов колес автомобиля, записи тяговых усилий и поперечных ускорений кузова показал, что при отрывах и приземлениях ведущего колеса в плоскости дороги возникают боковые моменты, периодически изменяющиеся по величине и направлению.

При въезде ведущего колеса на неровность динамическое воздействие неровности на колесо вызывает кратковременное, но значительное по величине, перераспределение тяговых усилий между ведущими колесами. Такое перераспределение усилий, возможно, так как при въезде колеса на неровность отсутствует относительное вращение полуосей, ограничивающее это перераспределение величиной внутреннего трения в дифференциале.

У автомобиля «Победа» с обычным дифференциалом наибольшая разность тяговых усилий на ведущих колесах при приземлении колеса составляет 20—30 кг., причем большее усилие действует на приземляющееся колесо. При установке дифференциала с  $K_6 \approx 1,5$  большее тяговое усилие приходится на колесо, не отрывающееся от дороги и величина его на 15—20 кг превышает величину тягового усилия на приземляющемся колесе. Полученные данные совпадают с теоретическим анализом.

При движении автомобиля по булыжной мостовой наибольшая разность тяговых сил на колесах не превышает 10—15 кг.

Проезд автомобилями «Победа», «Волга» и «Запорожец» искусственной неровности (колесами одной стороны) вызывал поперечные смещения следов ведущих колес. Следы передних колес не изменяли своего прямолинейного направления. У автомобиля с обычным дифференциалом контур следа ведущего колеса, приземляющегося после отрыва от дороги, был изогнут относительно направления прямолинейного движения.

После преодоления неровности задним колесом величина поперечных ускорений кузова автомобиля «Победа» с дифференциалом повышенного трения составляла 1,3—1,5 м/сек<sup>2</sup>, что почти вдвое меньше чем с обычным дифференциалом (2,2—2,4 м/сек<sup>2</sup>). Частота колебаний кузова лежит в пределах 2,5—6 кол/сек. и совпадает с частотой изменения направления движения ведущей оси автомобиля, определяемой по расположению следов колес на окрашенных полосах дороги. При движении по булыжной мостовой средние поперечные ускорения кузова у автомобиля «Победа» с обычным дифференциалом составляют 1,6—1,9 м/сек<sup>2</sup>, а с опытным дифференциалом повышенного трения 1,1—1,4 м/сек<sup>2</sup>.

Следовательно, применение дифференциала с  $K_6 \approx 1,5$  способствует снижению поперечных колебаний автомобиля, что согласуется с данными, полученными при анализе расположения следов колес автомобиля и с величиной наибольшей разности тяговых сил.

С увеличением скорости движения автомобилей, время нахождения колес в отрыве от дороги возрастает. Так, например, при скорости проезда неровности автомобилем «Победа» 30 км/час время нахождения колеса в воздухе составляет 0,045—0,068 сек, а при скорости 60 км/час — увеличивается до 0,074—0,096 сек. Продолжительность пробуксовывания колеса при приземлении, определяемая по стертости отпечатка следа колеса, меньше по времени и составляет 0,007—0,013 сек.

В таблице 3 приведены значения максимального замедления ведущего колеса автомобиля во время приземления.

Непостоянство величины  $\frac{d\omega_1}{dt}$  объясняется разным временем его раскручивания в воздухе и некоторой разницей в коэффициентах сцепления на отдельных участках дороги.

Таблица 3

	Модели автомобилей			
	ПАЗ-651	ЗАЗ-965	«Победа»	«Волга»
$\frac{d\omega_1}{dt} \left( \frac{рад}{сек^2} \right)$	— (60 ÷ 80)	— (50 ÷ 80)	— (70 ÷ 110)	— (80 ÷ 120)

В результате экспериментального исследования установлено, что применение на автомобиле «Победа» дифференциала с коэффициентом блокировки  $K_b \approx 1,5$  не устраниет появление в плоскости дороги бокового момента, а лишь стабилизирует направление его действия. При этом абсолютная величина момента и вызываемые им поперечные колебания автомобиля снижаются по сравнению с автомобилем, оборудованным обычным дифференциалом. Полученные данные совпадают с результатами теоретического анализа. Поэтому при замедлениях колеса, равных  $(70 \div 110) \frac{\text{рад.}}{\text{сек}^2}$  оптимальным

коэффициентом блокировки, с точки зрения повышения устойчивости при прямолинейном движении, является  $K_{b_{\text{оп}}} = 1,2 \div 1,3$ . Дифференциал с таким значением  $K_b$  обеспечил бы, при вышеуказанных замедлениях наибольший коэффициент запаса устойчивости осей, близкий к бесконечности.

Однако опыты показали, что у автомобилей «Волга», «Победа» и «Запорожец» с обычным дифференциалом, при отрыве и приземлении ведущего колеса на дорогах с высоким коэффициентом сцепления, бокового скольжения осей не происходит.

Несмотря на наличие поперечных колебаний кузова и осей движение автомобилей при переезде искусственной неровности и по булыжной мостовой достаточно устойчиво.

## ВЫВОДЫ

1. Вертикальное колебание ведущего колеса автомобиля, сопровождающееся отрывом от дороги, приводит к изменению скорости его вращения. При потере колесом контакта с дорогой происходит раскручивание его двигателем, последующее приземление сопровождается пробуксовыванием со снижением скорости вращения. Угловая скорость противоположного ведущего колеса при этом практически не изменяется.

2. Отрыв и приземление ведущего колеса приводят к возникновению разных по величине тяговых сил на ведущих колесах автомобиля. Эти силы создают моменты в плоскости дороги, которые оказывают влияние на боковую устойчивость автомобиля и вызывают поперечные колебания кузова и ведущей оси.

Направление действия бокового момента зависит от величины коэффициента блокировки дифференциала, установленного на автомобиле.

3. Согласно иностранным источникам, установка в ведущую ось дифференциала с повышенным внутренним трением уменьшает интенсивность раскручивания колеса и повышает устойчивость автомобиля. Как показало исследование, это

справедливо только для определенного значения коэффициента блокировки дифференциала  $K_{b_{\text{оп}}}$ , зависящего от конструктивных параметров автомобиля.

4. Увеличение  $K_b$  по сравнению с оптимальной величиной, хотя и снижает склонность колес к раскручиванию, но значительно увеличивает тяговое усилие на колесе, не отрывавшемся от дороги. При этом направление бокового момента, возникающего в плоскости дороги, сохраняется при последующих отрывах и приземлениях колеса, а время его действия увеличивается. Это необходимо учитывать при установке на автомобили дифференциалов с увеличенным значением  $K_b$ , предназначенных для повышения их проходимости.

5. Исследования показали, что повышение запаса устойчивости осей автомобиля при прямолинейном движении может быть достигнуто применением дифференциала со сравнительно малой величиной  $K_b$ . Так, например, у легковых автомобилей малого и среднего литража наибольший запас устойчивости осей, при замедлениях колес, найденных экспериментально, получен при значении  $K_{b_{\text{оп}}} = 1,2 \div 1,3$ .

6. Выбор величины  $K_{b_{\text{оп}}}$  необходимо производить из условия равенства тяговых сил на ведущих колесах при наибольшем угловом замедлении приземляющегося колеса. В этом случае запас устойчивости осей во время пробуксовывания колеса будет возрастать, стремясь к бесконечности.

7. У испытывавшихся автомобилей с обычным дифференциалом обнаружены сравнительно небольшие приращения скорости вращения ведущего колеса при отрыве от дороги. Угловые замедления колеса при последующем приземлении и связанные с ними поперечные колебания автомобилей не вызывали потери устойчивости осей. Поэтому применение на грузовых автомобилях и легковых автомобилях малого и среднего литража дифференциала с увеличенным коэффициентом блокировки для повышения устойчивости при прямолинейном движении нецелесообразно.

8. Полученные в результате исследования аналитические зависимости могут быть рекомендованы для определения:

а) приращения скорости вращения ведущего колеса при потере контакта с дорогой;

б) интенсивности раскручивания ведущих колес у различных автомобилей;

в) устойчивости осей автомобиля при приземлении раскрученного колеса на дорогу;

г) оптимальной величины коэффициента блокировки дифференциала, повышающей запас устойчивости осей автомобиля при прямолинейном движении.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИИ ОПУБЛИКОВАНО  
В СЛЕДУЮЩИХ РАБОТАХ:

1. А. Б. Гредескул, Л. И. Коротков.—Исследование раскручивания ведущих колес автомобиля при отрыве от дороги. Труды Харьковского автомобильно-дорожного института. Выпуск 29, 1962.
2. Л. И. Коротков.—Касательные реакции на ведущих колесах автомобиля при преодолении дорожных неровностей. Труды Харьковского автомобильно-дорожного института. Выпуск 29, 1962.
3. Л. И. Коротков.—О влиянии дифференциала в ведущей оси на устойчивость автомобиля в прямолинейном движении. «Автомобильная промышленность» № 11, 1961.
4. Л. И. Коротков.—Экспериментальное исследование влияния дифференциала на относительную скорость вращения ведущих колес и устойчивость автомобиля в прямолинейном движении. Научное сообщение ХАДИ № 17. Издательство ХГУ—1962.
5. Л. И. Коротков.—Методика применения высокочастотной киносъемки для исследования вертикальных колебаний и изменения скорости вращения ведущих колес автомобилей. Журнал научной и прикладной фотографии и кинематографии. Академия наук СССР, том 8, выпуск 2—1963.

---

Ответственный за выпуск доцент А. Б. Гредескул.

---

Подписано к печати 19/VII 1963 г. БЦ 16812. Формат 60×90<sup>1/16</sup>. Объем 1,25 печ. л., 1,25 условн. печ. л. Зак. 2266, тираж. 225. Бесплатно.

Типография Изд-ва ХГУ. Харьков, Университетская, 16.