

МВССО - УССР
ХАРЬКОВСКИЙ АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ
ИНСТИТУТ

Инженер ЛУКЬЯНЕЦ Ю.И.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ БЛОКИРОВКИ
РАЗДАТОЧНОГО ПРИВОДА НА ТРАЕКТОРИЮ ДВИЖЕНИЯ
ПОЛНОПРИВОДНОГО АВТОМОБИЛЯ.

/ 195 - автомобили и тракторы /

Автореферат-диссертации на соискание ученой
степени кандидата технических наук.

г. Харьков,
1969 г.

МИНИСТЕРСТВО
ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
У С С Р .

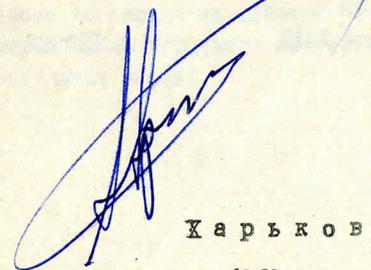
Харьковский автомобильно-дорожный институт.

Инженер ЛУКЬЯНЕЦ Ю.И.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ БЛОКИРОВКИ
РАЗДАТОЧНОГО ПРИВОДА НА ТРАЕКТОРИЮ ДВИЖЕНИЯ
ПОЛНОПРИВОДНОГО АВТОМОБИЛЯ.

/195 - автомобили и тракторы /

Автореферат-диссертации на соискание ученой
степени кандидата технических наук.



Х а р ь к о в

1969 .

Харьковский автомобильно-дорожный институт просит прислать отзыв в 2-х экземплярах /заверенных печатью/ и принять участие в заседании Ученого Совета института, посвященного публичной защите этой диссертации.

Автореферат разослан " " _____ 1969г.

Защита намечается на " " _____ 1969г.

Окончательная дата и время будут опубликованы в газете "Соціалістична Харківщина" за 10 дней до защиты.

С диссертационной работой можно ознакомиться в библиотеке института.

Диссертационная работа выполнена на кафедре "Автомобили" Харьковского автомобильно-дорожного института и на Кременчугском автомобильном заводе.

Научный руководитель - доктор технических наук профессор ГРЕДЕСКУЛ А.Б.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук ФАРОБИН Я.Е.

кандидат технических наук ЛИХОДЕЙ А.М.

Ведущее предприятие НИИ-21

Адрес для направления отзывов на автореферат:

г. Харьков, ул. Петровского, 25

Ученый секретарь совета ХАДИ

/В.К.РУДНЕВ/

ВВЕДЕНИЕ.

Для выполнения задач, поставленных директивами XXIII съезда КПСС по пятилетнему плану развития народного хозяйства СССР на 1966-1970 г.г., предусмотрено значительное развитие автомобильного транспорта, как массового средства для перевозки грузов по различным видам дорог, в том числе по бездорожью, где находят применение автомобили со всеми ведущими колесами.

Чтобы автомобильный транспорт отвечал требованиям, поставленным народным хозяйством к перевозкам и находился на уровне и превосходил лучшие образцы мировых стандартов, необходимо всемерно повышать эксплуатационные качества выпускаемых автомобилей. Одним из важнейших эксплуатационных качеств автомобиля, в том числе и полноприводного, является его производительность, что во многом зависит от среднетехнической скорости автомобиля, безопасности его движения, утомляемости водителя и др.

Задачей настоящего исследования является определение влияния некоторых параметров полноприводного автомобиля с заблокированным раздаточным приводом на его устойчивость и предельную скорость движения.

Работа выполнена на кафедре "Автомобили" Харьковского автомобильно-дорожного института и на Кременчугском автомобильном заводе.

ПОСТАНОВКА ВОПРОСА И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ.

Полноприводные автомобили высокой и повышенной проходимости находят широкое применение как транспортное средство для перевозки грузов по неблагоустроенным дорогам или вовсе по бездорожью, где коэффициент сцепления колес с дорогой имеет малые значения. При движении полноприводного автомобиля в этих условиях для повышения проходимости включают передний ведущий мост или блокируют дифференциал в раздаточном приводе.

В разное время многие авторы посвятили свои труды исследованию работы автомобиля с заблокированным и дифференциальным раздаточным приводом. Сюда относятся работы: Н.В. ДИВАКОВА, Ю.А. ЕЧЕИСТОВА, С.П. КАНАНИКИНА, Н.И. КОРОТКО, А.Х. ЛЕФАРОВА, А.С. ЛИТВИНОВА, Н.А. ЛУЖАНОВСКОГО, Л.В. ПИРЮВСКОГО, Е.А. СТЕПАНОВА и др. Большая исследовательская работа в этой части была проведена Е.А. ЧУДАКОВИЧЕМ.

В ряде работ доказано, что в автомобилях с заблокированным раздаточным приводом кинематическое рассогласование, вызвав силовую неуравновешенность, при определенных условиях приводит к частичной пробуксовке или проскальзыванию колес той или другой оси. Но в приведенных работах не рассмотрено поведение автомобиля с заблокированным раздаточным приводом, имеющим кинематическое рассогласование, при действии на автомобиль боковой силы.

При частичной пробуксовке колес той или другой оси автомобиля боковая сила будет смещать ось вбок с какой-то скоростью. Таким образом, боковая сила, действующая на автомобиль с заблокированным раздаточным приводом, приводит пробуксовывающую ось к боковому смещению /скольжению/ и, в конечном счете, к искажению траектории движения автомобиля относительно заданной органами его управления.

В настоящее время в связи с повышением скоростей движения автомобилей, в том числе и полноприводных, вопросы устойчивости и управляемости автомобилей приобретают все большее значение. Большой вклад в исследование этих вопросов внесли советские ученые, такие как: Д.А. АНТОНОВ, В.А. ИЛАРИОНОВ, А.С. ЛИТВИНОВ, Н.А. ЛУЖАНОВСКИЙ, Я.М. ПЕВЗNER,

Р.В. РОТЕНБЕРГ, Е.А. ЧУДАКОВ и др. В работах приведенных авторов сделан многосторонний анализ устойчивости движения двухосных и многоосных автомобилей, но вопрос влияния величины кинематического рассогласования на устойчивость в указанных работах не нашел отражения.

Так как боковая сила, действующая на автомобиль, производит перераспределение вертикальных реакций между левыми и правыми колесами, то компенсация кинематического рассогласования будет происходить за счет пробуксовки внутреннего по отношению к боковой силе колеса. На наружном колесе будет некоторый запас по сцеплению, который удерживает ось от бокового скольжения. Величина коэффициента блокировки межколесного дифференциала оказывает влияние на запас по сцеплению наружного колеса и, как следствие, влияет на сопротивляемость оси против бокового скольжения.

На основании вышесказанного сформулированы задачи настоящего исследования:

1. Определить влияние кинематического рассогласования на траекторию движения полноприводного автомобиля с заблокированным раздаточным приводом, то есть на угол бокового скольжения пробуксовывающей оси от действия на нее боковой силы при разных значениях коэффициента блокировки межколесного дифференциала.
2. Установить условия начала пробуксовки или проскальзывания той или другой оси полноприводного автомобиля с учетом боковых сил и определить критическую скорость автомобиля с учетом бокового скольжения пробуксовывающей оси.
3. Дать предложения по подбору оптимального значения величины кинематического рассогласования /заранее заданной разности угловых скоростей на осях, разности радиусов колес и др./ и по выбору коэффициента блокировки межколесного дифференциала, обеспечивающего улучшение устойчивости автомобиля.

ДВИЖЕНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКИ РАССОГЛАСОВАННОГО КОЛЕСА ПО ОПОРНОЙ ПОВЕРХНОСТИ ПРИ ДЕЙСТВИИ НА НЕГО БОКОВОЙ СИЛЫ.

Кинематически несогласованным с дорогой колесом будем называть такое колесо в котором линейная скорость перемещения центра колеса V не равна произведению угловой его скорости ω на радиус колеса Z .

$$V\left(\frac{\omega Z}{V} - 1\right) \neq 0, \quad (1)$$

где Z - радиус жесткого колеса или при эластичном колесе радиус свободного качения.

Второй множитель в левой части неравенства характеризует собой величину кинематического несогласования, которая может быть выражена также в процентах. Кинематическое несогласование приводит к силовой неуравновешенности колеса, поэтому несогласование характеризуется еще и наличием окружного усилия на колесе. Для определения величины кинематического несогласования эластичного колеса в неравенство необходимо подставлять радиус свободного качения колеса.

Из работ Е.А. ЧУДАКОВА известно, что в жестком буксующем колесе тяговая сила относится к боковой, как скорость буксования колеса к скорости его бокового скольжения.

То есть:

$$\frac{X}{Y} = \frac{V_b}{V_c}, \quad (2)$$

где X и Y - тяговая и соответственно боковая сила на колесе;

V_b и V_c - скорость буксования и соответственно скорость бокового скольжения колеса.

Исходя из сказанного, в диссертации определено значение угла бокового скольжения β жесткого кинематически несогласованного колеса

$$\beta = \frac{y(\omega Z - V)}{\sqrt{Z^2 \varphi^2 - y^2}}, \quad (3)$$

где Z - вертикальная нагрузка на колесо.

Отличительной особенностью эластичного колеса в этой части является то, что радиус качения колеса не остается постоянным при равных окружных усилиях и боковая деформация шины влияет на общий угол бокового перемещения колеса.

Экспериментальным путем была определена боковая деформация середины беговой дорожки шины свободного от окружной силы колеса. В развертке середины беговой дорожки сформированной пробки шины представляет собой график пути элементов шины относительно обода, если за одну из координат взять проекцию плоскости обода на дорогу. /линия 1-1 рис. 1а и 1б/ или относительно дороги, если одной из координат будет направление движения колеса. /линия 2-2/.

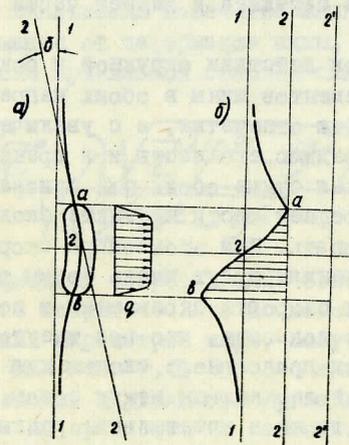


Рис. 1. Развертка середины беговой дорожки шины и график скорости бокового скольжения.

Продифференцировав указанную кривую по углу поворота колеса /в данном случае графически/, получен график скорости бокового смещения или, в пределах отпечатка, скольжения элементов шины относительно дороги. Доказано, что скорость бокового скольжения элементов шины относительно дороги вдоль по отпечатку переменная и эпюра скоростей в граничном случае /когда боковая сила имеет значение близкое к силе сцепления/ имеет форму треугольника, с нулевым значением скорости в начале отпечатка. С дальнейшим увеличением увода, например до скорости, соответствующей положению линии 2 - 2 /рис. 16/, силовых изменений в отпечатке не произойдет, деформация шины останется прежней и разница в скоростях скольжения в передней и задней части отпечатка также останется прежней.

Доказано /В.И. КНОРОЗ, *G. Bode* и др./, что при нагрузке колеса окружной силой зона скольжения с увеличением окружной силы распространяется с задней части контакта вперед и в граничном случае эпюра скоростей проскальзывания также имеет примерно форму треугольника с нулевым значением скорости в передней части контакта. С увеличением скорости буксования силовых изменений или изменения разности скоростей скольжения в передней и задней части контакта также не происходит.

При одновременном действии окружной и боковой сил зона проскальзывания элементов шины в обоих направлениях начнется в задней части отпечатка, а с увеличением сил распространяется в переднюю его часть и в граничном случае /когда геометрическая сумма обеих сил близка к силе сцепления/ только в передней части контакта скольжение элементов будет отсутствовать. При этом эпюры скоростей скольжения в обоих направлениях будут иметь формы треугольников с нулевым значением скорости скольжения в передней части отпечатка. Нетрудно доказать, что при треугольных эпюрах скоростей бокового и продольного скольжения направления абсолютных скоростей параллельны между собой. Параллельными между собой будут также и касательные реакции этих элементов, а их проекции на продольную и поперечную оси будут пропорциональными.

Исходя из этого можно заключить, что эпюры реакций в продольном и поперечном направлениях сохраняют свою форму такая она и была при действии только одной силы, но интенсивность распределенной нагрузки при этом будет меньше, так как результирующие этих нагрузок являются продольной или боковой составляющей от силы сцепления. Деформация шины при этом также будет уменьшена, но характер деформации сохранится прежним.

Так как разница в скоростях продольного и бокового скольжения в отпечатке не влияет на форму эпюры нагрузки и на характер деформации шины, то для расчетов силовых и скоростных зависимостей достаточно знать скорость скольжения передней части контакта и принять эту скорость за скорость буксования или бокового скольжения колеса.

На основании сказанного /используя терминологию Е.А. ЧУДАКОВА/ можно принять радиус буксования для нашего случая:

$$r_s = r^0 - \lambda \sqrt{Z^2 \varphi^2 - y^2},$$

где: r^0 - радиус свободного качения колеса;
 λ - коэффициент тангенциальной эластичности.

Угол полного бокового перемещения колеса, состоящий из угла бокового скольжения отпечатка шины относительно дороги и угла смещения от деформации шины, который численно равен углу увода при данной боковой силе.

$$\beta_n = \frac{y[(r^0 - \lambda \sqrt{Z^2 \varphi^2 - y^2})\omega - V]}{\sqrt{Z^2 \varphi^2 - y^2}} + \frac{y}{K}, \quad (4)$$

где K - коэффициент сопротивления боковому уводу.

В результате теоретического исследования с использованием фактических параметров шины, полученных при испытаниях, доказано, что для шины 7,50-0 модели Я-44 рассогласование порядка 6% приводит к увеличению угла бокового перемещения в 2 ± 2,5 раза по сравнению со свободно катящимся колесом. При рассогласовании в 7 ± 3% это превышение достигнуто по 3 ± 3,5 раза в тех же условиях.

Для шины 15,00-20" при коэффициенте сцепления 0,16 и при боковой силе, составляющей 75% от силы сцепления, рассогласование порядка 5,5 ± 6% приводит к боковому скольжению угол которого в 2,5 ± 3 раза превышает угол увода в тех же условиях, но без рассогласования. При коэффициенте сцепления 0,23 в тех же условиях это превышение достигает 1,5 ± 2 раза.

ДВИЖЕНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКИ РАССОГЛАСОВАННО* ОСИ АВТОМОБИЛЯ ПРИ ДЕЙСТВИИ НА НЕЕ БОКОВО* СИЛЫ.

Ось автомобиля, по аналогии с колесом, кинематически рассогласована с дорогой в том случае, когда скорость перемещения оси не совпадает с произведением угловой скорости на радиус колеса. Радиус жесткого или, при эластичных колесах, радиус свободного качения в этом случае равен среднеарифметическому значению радиусов левого и правого колеса. Угловая скорость - среднеарифметическому значению угловых скоростей левого и правого колес.

Вследствие установки дифференциала между колесами ведущей оси силовые и скоростные параметры на левом и правом колесах при разных условиях могут быть разные.

При идеальной дифференциальной межколесной связи уравнение угла полного бокового перемещения оси имеет следующий вид:

$$\beta_{nu} = \frac{y \left[\left(z^2 - \frac{\lambda n}{2} \sqrt{z^2 \varphi^2 - y^2} \right) \omega - \sqrt{1 - 4 \left(\frac{hz^2}{By} \right) \varphi^4} \right]}{V n \sqrt{z^2 \varphi^2 - y^2}} + \frac{y}{K_0}, \quad (5)$$

где n обозначено выражение $\sqrt{1 - 4 \left(\frac{h}{B} \right)^2 \varphi^2}$.

Из уравнения следует, что угол полного бокового перемещения оси равен нулю при равенстве нулю боковой силы.

При отсутствии рассогласования / равен нулю второй множитель в числителе первого слагаемого / боковое скольжение оси будет отсутствовать, а будет происходить увод оси под

действием боковой силы. Боковое скольжение оси также будет отсутствовать при равенстве нулю или при отрицательном значении третьего множителя в числителе правой части. В этом случае компенсация кинематического рассогласования будет происходить за счет пробуксовывания внутреннего по отношению к боковой силе колеса с меньшей вертикальной нагрузкой. На внешнем колесе с большой вертикальной нагрузкой сохранится некоторый запас по сцеплению, который удерживает ось от бокового скольжения. Ось в этом случае будет иметь только боковой увод.

При оборудовании оси межколесным дифференциалом с высоким коэффициентом блокировки $K_0 > z''/z'$ / отношение вертикальных нагрузок внешнего и внутреннего колес / или при полностью заблокированной связи, уравнение угла полного бокового перемещения будет аналогично равенству /5/, но величина n и третий множитель в числителе первого слагаемого будут равны единице. В этом случае боковое скольжение оси будет отсутствовать только при нулевой боковой силе или при отсутствии рассогласования. При наличии кинематического рассогласования даже относительно небольшая боковая сила приводит к боковому скольжению оси.

При промежуточных значениях коэффициента блокировки дифференциала уравнения весьма громоздкие и неудобные для пользования при расчетах. Поэтому в диссертации предложен простой метод пересчета и построения графика угла полного бокового перемещения оси при помощи переходного коэффициента:

$$\frac{K_0 - 1}{\frac{z''}{z'} \text{ пред.} - 1},$$

где $\frac{z''}{z'}$ пред. - отношение вертикальных реакций на колесах при предельно* из условий сцепления боковой силе.

Закономерности движения оси, оборудованной межколесным дифференциалом с гидравлической блокировкой, аналогичны закономерностям движения оси с идеальной дифференциальной межколесной связью, так как коэффициент блокировки этого дифференциала близок к единице при низких относительных

скоростях вращения колес, что и имеет место при компенсации кинематического рассогласования.

Расчетным путем при использовании экспериментальных параметров, полученных при испытании, построены графики углов скольжения и углов полного бокового перемещения оси при различных значениях коэффициента блокировки дифференциала. Так, в средних эксплуатационных условиях

$\varphi = 0,23$, вертикальная нагрузка на ось 4000 кг, рассогласование порядка 5% для шин 15,00-20" начало бокового скольжения оси начинается при боковом усилии 180 ± 190 кг при идеальной дифференциальной связи /кривая 4, рис.2/

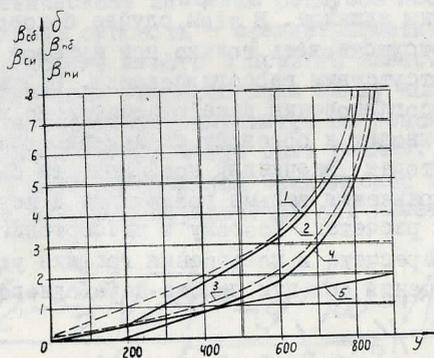


Рис.2. Изменение угла бокового скольжения и угла полного бокового перемещения оси при различном коэффициенте блокировки дифференциала.

Кривая 3 показывает угол бокового скольжения оси при дифференциале с высоким коэффициентом блокировки в тех же эксплуатационных условиях. Скольжение оси начинается в

самый начальный период и величина этого угла при всех значениях боковой силы превосходит угол скольжения в сравнении с идеальной дифференциальной связью. Кривые 1 и 2 показывают углы полного бокового перемещения оси при высоком коэффициенте блокировки и при идеальной связи, которые отличаются от углов скольжения величиной угла бокового смещения от деформации шины /кривая 5/.

При уменьшении коэффициента сцепления угол полного бокового перемещения оси резко возрастает, а боковая сила, при которой начинается боковое скольжение, резко уменьшается.

В зависимости от величины кинематического рассогласования угол бокового скольжения и угол полного бокового перемещения оси находится в прямо пропорциональной зависимости. При боковой силе 600 ± 620 кг и при $\varphi = 0,16$ угол бокового скольжения при рассогласовании 4,5% равен 1° на оси с идеальной дифференциальной межколесной связью и 2°15' на оси с дифференциалом высокого трения. С увеличением рассогласования до 7,5% угол скольжения при идеальной дифференциальной связи увеличивается вдвое, а вместе с ним увеличится и угол полного бокового перемещения оси. При дифференциале с высоким внутренним трением это превышение равно 1,5 и более.

УСТОЙЧИВОСТЬ ПРОТИВ БОКОВОГО СКОЛЬЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ СО ВСЕМИ ВЕДУЩИМИ КОЛЕСАМИ И С БЛОКИРОВАННЫМ РАЗДАТОЧНЫМ ПРИВОДОМ.

В реальном полноприводном автомобиле кинематическое рассогласование между ведущими осями происходит из-за двойной связи колес разных осей между собой. С одной стороны колеса связаны между собой посредством привода трансмиссии, с другой стороны - через дорогу.

При заблокированном раздаточном приводе угловые скорости колес задней и передней оси находятся в строгой зависимости и не всегда совпадают с угловыми скоростями, обусловленными связью колес с дорогой. Другими словами, между осями существует кинематическое рассогласование, которое

в реальных дорожных условиях и при обычной эксплуатации автомобиля неизбежно.

В исследованиях многих авторов определены условия при которых начинают пробуксовывать или проскальзывать колеса той или другой оси, но действие боковых сил и их влияние на начало пробуксовки или проскальзывание в этих исследованиях не нашло отражения.

Определение условий начала пробуксовывания или проскальзывания колес для полноприводного автомобиля имеет большое практическое значение по той причине, что под действием боковых сил при наличии рассогласования проскальзывает вбок только пробуксовывающая или проскальзывающая ось и тем самым увеличивает или уменьшает радиус поворота автомобиля, а вместе с тем и предельную его скорость при определенном значении угла поворота управляемых колес.

В целях упрощения математических записей введем понятие положительного и отрицательного кинематического рассогласования. При положительном рассогласовании тангенциальные усилия на колесах, возникшие в результате циркуляции мощности, будут направлены на разных осях в разные стороны от середины автомобиля, или при потере автомобилем проходимости, скорость буксования передних колес будет выше скорости буксования задних. При обратном направлении тангенциальных усилий или при превышении скорости буксования задних колес рассогласование будем называть отрицательным.

При обеспечении в осях автомобиля идеальной дифференциальной связи условия начала пробуксовывания или проскальзывания колес при положительном рассогласовании будут определяться из неравенства:

$$(n\sqrt{Z_1^2 \varphi_1^2 - y_1^2} - P_c) \frac{Z_1}{L_1} < n \frac{Z_2}{L_2} \sqrt{Z_2^2 \varphi_2^2 - y_2^2}, \quad (6)$$

где i_1, i_2 - передаточные числа трансмиссии от общего вала раздаточного привода до колес соответственно передней и задней оси;

P_c - суммарное сопротивление движению автомобиля.

Остальные параметры имеют те же значения, что и ранее, но с индексом "1", указывающим на отношение параметра к передней оси и индексом "2" - к задней.

При сочетании параметров автомобиля, отвечающем условиям неравенства /6/ будут пробуксовывать колеса передней оси. При изменении знака неравенства на обратный - будут проскальзывать колеса задней оси.

При оборудовании осей автомобиля дифференциалами с высоким коэффициентом блокировки, неравенство для определения пробуксовывающей оси будет такое же, как неравенство /6/, но при значении коэффициента n равном единице.

При отрицательном рассогласовании неравенства для определения пробуксовывающей оси аналогичны неравенствам при положительном рассогласовании, но с противоположными знаками, указывающими на изменение направления тангенциальных усилий на осях. В этом случае при выполнении условий неравенства /6/ /с учетом изменения знаков в левой части/ проскальзывать будут колеса передней оси, при изменении знака неравенства на обратный будут пробуксовывать задние колеса.

Однако, при идеальной дифференциальной межколесной связи при действии боковой силы начинают пробуксовывать не оба колеса оси, а одно, внутреннее по отношению к боковой силе колесо, на котором вертикальная нагрузка меньше. Неравенство для определения начала пробуксовывания или проскальзывания внутреннего колеса имеет следующий вид:

$$\left[\left(Z_1 - 2y_1 \frac{h}{B} \right) \varphi_1 - P_c \right] \frac{Z_1}{L_1} < \left(Z_2 - 2y_2 \frac{h}{B} \right) \frac{Z_2}{L_2} \varphi_2. \quad (7)$$

Условия начала пробуксовывания или проскальзывания одного колеса той или другой оси при положительном или отрицательном рассогласовании, а также при изменении знака неравенства на обратный, такие же как и для всей оси, описанные выше.

Так как в реальном полноприводном автомобиле кинематическое рассогласование представляет собой несоответствие произведения скорости на радиус передних колес этому же

произведению на задних колесах, то выражение, характеризующее рассогласование также изменится в сравнении с выражением для одной-рассогласованной оси.

Уравнение угла полного бокового перемещения оси в составе автомобиля будет подобно равенству /5/, но второй множитель в числителе первого слагаемого будет иметь иной вид:

$$\frac{Z_1 - 0,5\lambda_1 n \sqrt{Z_1^2 \varphi^2 - y_1^2}}{Z_2 - 0,5\lambda_2 (P_c - n \sqrt{Z_1^2 \varphi^2 - y_1^2})} \cdot \frac{L_2 \cos \alpha - 1}{L_1}, \quad (8)$$

где α - средний угол поворота управляемых колес.

Это выражение полностью характеризует кинематическое рассогласование, так как в нем учтено и положительное и отрицательное рассогласование, на что указывает знак после решения этого выражения. Учитывается также условие движения - поворот автомобиля.

Боковая сила, смещающая, например, переднюю пробуксовывающую ось, увеличивает требуемую силу тяги на задней оси. В свою очередь, боковая сила, действующая на заднюю ось, уменьшает максимально возможную по сцеплению силу тяги на задней оси. Равенство потребной и возможной сил тяги в нашем случае на задней оси и будет пределом устойчивости полноприводного автомобиля. Из этих условий получено предельное значение отношения квадрата скорости к радиусу поворота автомобиля.

$$\frac{V^2}{R} = \frac{\sqrt{g^2 \varphi^2 n^2 - f^2}}{n}. \quad (9)$$

Величина f представляет собой коэффициент, характеризующий суммарное сопротивление движению автомобиля.

где $f = j\delta + g_f + g_z \sin \gamma$,
 $j\delta$ - ускорение автомобиля с учетом вращающихся масс;
 γ - угол подъема дороги.

Радиус поворота автомобиля с учетом угла бокового скольжения оси может быть определен из уравнения

$$R = \frac{L}{\alpha - \beta_1 - \delta_1 + \delta_2}. \quad (10)$$

Знак у величины угла бокового скольжения β_1 может быть и другой в зависимости от знака у величины, определенной из выражения /8/.

При наибольшем значении боковых сил из условий устойчивости автомобиля могут быть определены предельные значения углов увода передней и задней оси:

$$\delta_1 = M_1 \frac{\sqrt{g^2 \varphi^2 n^2 - f^2}}{n K_1}, \quad (11)$$

$$\delta_2 = M_2 \frac{\sqrt{g^2 \varphi^2 n^2 - f^2}}{n K_2}, \quad (12)$$

где M_1 и M_2 - массы автомобиля, приходящиеся на переднюю и соответственно заднюю ось.

Исходя из уравнений /9/, /10/, /11/ и /12/ легко найдется предельная скорость движения полноприводного автомобиля с учетом кинематического рассогласования.

Приведенные равенства справедливы для автомобиля в осях которого обеспечена идеальная дифференциальная межколесная связь. При оборудовании осей автомобиля дифференциалами с высоким коэффициентом блокировки исходные уравнения для определения предельной скорости будут такими же, но при значении коэффициента n равном единице.

МЕТОДИКИ ИСПЫТАНИЙ И РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ.

Испытания по определению боковой деформации шины проведены на барабанном стенде в НАМИ.

При разных углах поворота плоскости вращения колеса относительно плоскости вращения барабана /имитация увода/ при помощи специального приспособления определена боковая

деформация шины. Построены графики перемещения элементов шины срединной беговой дорожки относительно обода и относительно барабана. Испытывалась шина 7,50-20" при внутреннем давлении 3 кг/см² и вертикальной нагрузке 580 кг. Максимальная деформация шины в этих условиях показана на рис. 1.

Количественные иллюстрации теоретических выкладок о закономерностях движения эластичного колеса базировались на этих экспериментальных данных.

На этом же стенде при тех же условиях была проверена зависимость угла полного бокового перемещения колеса от боковой силы. Колесо нагружалось тангенциальным усилием, или, в зависимости от этапа испытаний, доводилось до пробуксовки.

Производился замер тангенциальной силы и определялся радиус качения колеса:

$$r_k = R_b \frac{n_b}{n_k} \quad (13)$$

где R_b - радиус барабана;

n_b и n_k - числа оборотов соответственно барабана и колеса. Затем, не изменяя относительных скоростей вращения колеса и барабана, производилась запись на самопишущем двухкоординатном миллиамперметре зависимости боковой силы от угла поворота колеса.

Анализом экспериментальных показателей установлено, что кинематическое рассогласование существенно влияет на траекторию движения колеса. Так, рассогласование порядка 6,5% привело к увеличению угла полного бокового перемещения колеса в 2 ± 2,5 раза, а увеличение рассогласования до 8 ± 8,5% увеличило угол полного бокового перемещения в 3 ± 3,5 раза в сравнении со свободно катящимся колесом.

При этих испытаниях были получены все вспомогательные величины для построения расчетных графиков.

Сопоставление экспериментальных и расчетных величин и графиков показывает хорошее совпадение при разных значениях рассогласования. Исходя из этого можно заключить, что уравнения, характеризующие основные закономерности движения рассогласованного колеса, приемлемы для практических расчетов

силовых и скоростных зависимостей и приняты допущения при выводе уравнений этих зависимостей искажают действительные величины в допустимых пределах.

Испытания автомобиля КраЗ-214 проводились на трехосном барабанном стенде.

Стенд состоит из 3-х осей, имеющих общий для каждой оси подрамник, которые вместе со смонтированными на них агрегатами могут быть передвинуты на размеры, соответствующие базе автомобиля. Синхронность вращения барабанов достигается применением системы "электрического вала". Благодаря балансирующей установке агрегатов представляется возможность замера через весовое устройство тяговых сил на колесах.

Крепление автомобиля на стенде осуществлялось при помощи продольных и поперечных растяжек. В одной из поперечных растяжек был вмонтирован динамометр для измерения боковой силы.

Радиусы качения колес в этом случае также определялись из уравнения /13/, для чего дополнительно к приборам стенда на все оси автомобиля были установлены счетчики оборотов.

В передней оси автомобиля было предусмотрено устройство, обеспечивающее равенство угловых скоростей обоих колес - блокировался межколесный дифференциал.

Испытания проводились при сухих барабанах стенда и для приближения условий испытания к реальным для скользких дорог, барабаны стенда покрывались слоем солидола. При этом было получено два стабильных значения коэффициента сцепления 0,16 и 0,28. Кинематическое рассогласование /при этих испытаниях положительное/ достигалось путем изменения давления воздуха в шинах задних колес и путем изменения общего сопротивления движению автомобиля /торможение барабанов стенда/.

При работе установки от автомобильного двигателя достигалась пробуксовка передних колес. Затем передние колеса поворачивались на определенный угол, измерялась тяговая сила на всех колесах и боковая сила на передней оси при различном кинематическом рассогласовании.

Таким образом имитировалось движение автомобиля с пробуксовкой и боковым скольжением передних колес. Угол полного бокового перемещения передней оси в этом случае равен углу поворота управляемых колес.

При этих испытаниях была получена характеристика шины 15,00-20" и данные эксперимента использованы для построения расчетных графиков.

Выявлено, что кинематическое рассогласование существенно влияет на угол полного бокового перемещения оси. Так, боковая сила 460 кг при рассогласовании 6% и коэффициенте сцепления 0,16 увеличивает угол полного бокового перемещения в 2 + 2,5 раза в сравнении с углом перемещения /уводом/ оси при отсутствии пробуксовки колес. При коэффициенте сцепления 0,23 боковая сила 620 кг приводит к превышению того же угла в 1,5 + 2 раза.

Изменение рассогласования от 3% до 6% увеличивает угол полного бокового перемещения оси от 2° до 4° при $\varphi = 0,16$, а при $\varphi = 0,23$ в тех же условиях - от 2° до 3°.

Прирост угла полного бокового перемещения оси при увеличении боковой силы, при увеличении рассогласований или при уменьшении сцепления происходит за счет увеличения скорости бокового скольжения отпечатка шины относительно дороги.

Сопоставление этих экспериментальных и расчетных данных также показывает хорошее совпадение.

Основываясь на экспериментальных данных можно заключить, что конечные уравнения для определения угла полного бокового перемещения оси приемлемы для практических расчетов указанной зависимости.

Дорожным испытаниям подвергался тот же автомобиль с сохранением загрузки, равновески по осям и дополнительным оборудованием, что и при стендовых испытаниях. Изменение рассогласования достигалось изменением внутреннего давления в шинах разных осей.

Испытания проводились на участке испытания устойчивости автомобилей контрольно-испытательной трассы.

Заезды автомобиля производились поочередно со включенным и выключенным передним мостом. Замерялись радиусы поворота автомобиля в том и другом случае при одинаковом угле поворота управляемых колес.

Анализируя экспериментальные данные видим, что кинематическое рассогласование порядка 4 + 5,5% приводит к увеличению радиуса поворота автомобиля при выключенном переднем мосту на 18 + 20 м. при угле поворота управляемых колес 6°. Угол бокового скольжения передней оси при этом равен 1°15' + 1°40', то есть 20 + 28% от общего угла поворота управляемых колес.

Результаты испытаний при других значениях рассогласования и угла поворота управляемых колес идентичны.

Производились также дорожные испытания по определению угла бокового скольжения передней оси при движении автомобиля по дороге с боковым уклоном. Благодаря пробуксовке передних колес ось стремилась сдвинуться вниз и изменить траекторию движения. Поворотом управляемых колес достигалось прямолинейное движение автомобиля на наклонной дороге. Разность углов поворота управляемых колес при движении со включенным и выключенным передним мостом представляет собой угол бокового скольжения оси.

При прежних эксплуатационных условиях и состоянии автомобиля боковая сила 500 + 1000 кг. приводит к значительному боковому скольжению передней оси с углом 1,5 + 3°, что значительно усложняет эксплуатацию автомобиля, то есть требует частой корректировки траектории движения автомобиля в обычных эксплуатационных условиях.

Производилась также субъективная оценка устойчивости движения автомобиля с заблокированным раздаточным приводом при различных значениях кинематического рассогласования. В передней оси был либо серийный дифференциал с коэффициентом блокировки близким к единице, либо межколесный дифференциал блокировался.

Оценка устойчивости проявилась по количеству приемов корректировки траектории движения автомобиля. За прием корректировки принимался поворот рулевого колеса на угол 60 + 80°.

При рассогласовании порядка 4% с заблокированной межколесной связью в передней оси на скорости автомобиля 18 + 20 км/час необходимо было провести 12 + 15 корректировок траектории на участке 100 м.

В тех же условиях, но при рассогласовании 5, 5% количество корректировок возросло до 15 + 13.

При оборудовании передней оси автомобиля серийным дифференциалом в тех же условиях, количество корректировок резко сократилось. Рассогласование около 4% привело к снижению корректировок до 3 + 4 раз, а рассогласование 5, 5% до 3 + 5 раз.

Снижение скорости движения автомобиля до 10 + 12 км/час с серийным дифференциалом в переднем мосту потребовало 1 + 2 корректировки на 100 м. пути или же этот участок можно преодолеть вовсе без корректировки.

В В В О Д Ы :

1. В полноприводном автомобиле с блокированным раздаточным приводом из-за неравенства радиусов свободного качения колес и неравных путей, проходимых колесами разных осей при поворотах автомобиля, кинематическое рассогласование неизбежно.

2. Кинематическое рассогласование вызывает силовую неуравновешенность привода, которая в определенных условиях приводит к пробуксовыванию или к проскальзыванию колес той или другой оси. Пробуксовывающая ось под действием боковой силы проскальзывает вбок и, таким образом, искажает траекторию движения автомобиля относительно заданной органами его управления.

3. Искажение траектории ухудшает безопасность движения автомобиля, приводит к утомляемости водителя из-за необходимости частого пользования рулем для корректировки траектории и, как следствие, к уменьшению среднетехнической скорости движения автомобиля.

4. При оборудовании осей автомобиля дифференциалами повышенного дреня с коэффициентом блокировки $K_0 > 2/2'$ или при полностью блокированной межколесной связи, компенсация кинематического рассогласования будет происходить за счет одновременного пробуксовывания или проскальзывания обоих колес той или другой оси. В этих условиях даже относительно небольшая боковая сила приводит к боковому

скольжению пробуксовывающей оси и к искажению траектории движения автомобиля.

5. а/ При оборудовании всех осей автомобиля дифференциалами с коэффициентом блокировки, близким к единице, компенсация кинематического рассогласования будет происходить за счет пробуксовывания внутреннего по отношению к боковой силе колеса. На внешнем колесе, в результате перераспределения вертикальных реакций между колесами от действия боковой силы останется некоторый запас по сцеплению, в пределах которого колесо будет воспринимать боковую силу. Боковое скольжение оси отсутствует при значениях боковой силы.

$$y \leq 2Z \frac{h}{B} \varphi^2$$

Сопротивляемость осей против бокового скольжения при этом высокая, устойчивость движения автомобиля резко возрастает, количество корректировок траектории движения автомобиля соответственно уменьшается. Например, для автомобиля КраЗ-214 в этих условиях количество корректировок сократилось в 3 + 5 раз по сравнению со случаем блокированной межколесной связи.

б/ При оборудовании одной оси автомобиля, например, передней, дифференциалом с коэффициентом блокировки близким к единице и установка в других осях /в нашем примере в задних/ для сохранения хорошей проходимости межколесных дифференциалов с высоким коэффициентом блокировки или полностью блокированной связи, улучшения устойчивости можно добиться при положительном рассогласовании. /внутреннее давление в шинах передних колес выше чем в задних/ только на тяговом режиме движения автомобиля, при котором пробуксовывать будут колеса передней оси.

6. При оборудовании всех осей автомобиля дифференциалами с коэффициентом блокировки $1 < K_0 < 2/2'$ боковые силы, при которых начинается боковое скольжение, для соответствующих осей занимают промежуточное значение $0 < y < 2Z \frac{h}{B} \varphi^2$ и определяется при помощи переходного коэффициента.

7. При оборудовании осей автомобиля дифференциалами с гидравлической блокировкой, компенсация кинематического рассогласования будет происходить за счет пробуксовки одного колеса, так как коэффициент блокировки этого дифференциала имеет значение близкое к единице при невысоких относительных угловых скоростях колес, что и имеет место при компенсации рассогласования. Устойчивость движения автомобиля в этом случае будет высокая на всех режимах движения без ухудшения проходимости.

8. Для полноприводных автомобилей грузоподъемностью 7 + 12 тонн, величина кинематического рассогласования при прямолинейном движении может быть допустимой не более 3 + 4%. При этом рассогласовании, в сочетании с правильным подбором межколесных дифференциалов, искажение траектории движения автомобиля от наездов на неровности дороги при прямолинейном движении будет минимальным. Также минимальным будет количество корректировок траектории на единицу длины пути, что уменьшает утомляемость водителя, улучшает безопасность движения и, в конечном счете, повышает среднетехническую скорость движения автомобиля.

9. Подбором оптимальных параметров полноприводного автомобиля с заблокированным раздаточным приводом /получением того или другого знака у выражения δ /, в зависимости от его назначения, по желанию проектировщика можно добиться недостаточного, нейтрального или избыточного поворачивания.

Предельная /критическая/ скорость автомобиля при этом также может быть увеличена за счет получения положительного значения угла бокового скольжения в уравнении /10/. Угол бокового скольжения будет уменьшать общий угол между направлением движения передней оси и осью машины или увеличивать радиус поворота автомобиля при определенном значении угла поворота управляемых колес.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИИ ОПУБЛИКОВАНО
В СЛЕДУЮЩИХ РАБОТАХ :

1. ЛУКЬЯНЕЦ Д.И. - Боковая устойчивость автомобиля со всеми ведущими осями, Сборник "Автомобильный транспорт", вып.3. "Техника", Киев, 1966.
2. ГРЕДЕСКУЛ А.Б., ЛУКЬЯНЕЦ Д.И. - Влияние боковых усилий на траекторию движения автомобиля с заблокированным раздаточным приводом, Сборник "Автомобильный транспорт", вып.4, "Техника", Киев, 1968.
3. ЛУКЬЯНЕЦ Д.И. - Влияние кинематического рассогласования на траекторию движения автомобиля с заблокированным раздаточным приводом, "Автомобильная промышленность", № 4, 1969.
4. ЛУКЬЯНЕЦ Д.И. - Качение эластичного кинематически рассогласованного колеса при действии на него боковой силы, Сборник "Автомобильный транспорт", вып.7, "Техника", Киев, 1969, /принята к печати/.

О результатах экспериментального исследования влияния кинематического рассогласования на устойчивость движения автомобиля сделано научное сообщение на третьем семинаре по вопросам управляемости и устойчивости автомобилей в НАМИ в апреле 1967 года.

Ответственный за выпуск и.д.доц. ЛОМАКА С.И.

Подписано и печати: 29.IV-1969 г.

БЦ 45302 , Offset ХАДИ, зак. № 33 . тир.180,объем 1,2 п.л.
ул. Петровского, 25. .