

DOI: 10.34220/2311-8873-2024-134-153



УДК 629.11.02.001.5

UDC 629.11.02.001.5

2.9.5 – эксплуатация автомобильного транспорта

**АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ОСНОВНЫХ  
ВНЕШНИХ СИЛ И РЕАКЦИЙ  
НА ВЕЛИЧИНУ БОКОВОГО УВОДА  
УПРАВЛЯЕМЫХ  
И НЕУПРАВЛЯЕМЫХ КОЛЕС  
ПРИ КРИВОЛИНЕЙНОМ  
ДВИЖЕНИИ ДВУХОСНОГО  
АВТОМОБИЛЯ**

**ANALYSIS OF THE INFLUENCE OF THE  
MAIN EXTERNAL FORCES AND  
REACTIONS ON THE MAGNITUDE OF  
THE LATERAL WITHDRAWAL OF  
CONTROLLED AND UNCONTROLLED  
WHEELS DURING THE CURVILINEAR  
MOVEMENT OF A TWO-AXLE CAR**

**Гудков Виктор Владимирович,**  
к.т.н., доцент, доцент кафедры автомобиль-  
ной подготовки ВУНЦ ВВС «ВВА им. Н. Е.  
Жуковского и Ю.А.Гагарина», г. Воронеж.

**Gudkov Viktor Vladimirovich,**  
candidate of technical sciences, associate professor,  
associate professor of the department of automotive  
training of the VUNTS of the Air Force "VVA named  
after N. E. Zhukovsky and Yu.A.Gagarin", Voronezh.

✉<sup>1</sup> **Сокол Павел Александрович,**  
к.т.н., старший преподаватель кафедры ав-  
томобильной подготовки ВУНЦ ВВС «ВВА  
им. Н. Е. Жуковского и Ю. А. Гагарина»,  
г. Воронеж, e-mail: [pavsokol@yandex.ru](mailto:pavsokol@yandex.ru)

✉<sup>1</sup> **Sokol Pavel Alexandrovich,**  
candidate of technical sciences, senior lecturer at  
the department of automotive training of the  
VUNTS of the Air Force "N. E. Zhukovsky and  
Yu.A. Gagarin Air Force Academy", Voronezh,  
e-mail: [pavsokol@yandex.ru](mailto:pavsokol@yandex.ru)

**Василенко Андрей Владимирович,**  
к.т.н., доцент кафедры систем управления и  
информационных технологий Воронежский  
государственный технический университет,  
г. Воронеж.

**Vasilenko Andrey Vladimirovich,**  
candidate of technical sciences, associate professor  
of the department of management systems and in-  
formation technologies, Voronezh state technical  
university, Voronezh.

**Янин Андрей Николаевич,**  
преподаватель кафедры автомобильной под-  
готовки ВУНЦ ВВС «ВВА им. Н.Е. Жуков-  
ского и Ю.А.Гагарина», г. Воронеж.

**Yanin Andrey Nikolaevich,**  
lecturer of the department of automotive training of  
the VUNTS of the Air Force "VVA named after  
N.E. Zhukovsky and Yu.A.Gagarin", Voronezh.

**Аннотация.** Пневматические шины должны обладать эластичностью, прочностью, износоустойчивостью, и воспринимая вертикальную, тангенциальную и боковую нагрузки должны обеспечивать устойчивость автомобиля на поворотах. Оптимизация их параметров и свойств, зачастую противоречивого характера, является актуальной задачей, для решения которой были выдвинуты гипотезы

**Annotation.** Pneumatic tires must have elasticity, strength, wear resistance and, taking vertical, tangential and lateral loads, must ensure vehicle stability when cornering. Optimization of their parameters and properties, often of a contradictory nature, is an urgent task, for the solution of which hypotheses were put forward based on the information and analytical research carried out and which made it possible to specify the purpose and objectives of subsequent research.

на основе проведенного информационно-аналитического исследования и которые позволили конкретизировать цель и задачи последующих исследований.

**Ключевые слова:** СКОЛЬЖЕНИЕ, БОКОВОЙ УВОД, БОКОВАЯ СИЛА, ПОВОРОТ, УГОЛ, СКОРОСТЬ, РЕАКЦИЯ.

**Keywords:** SLIDING, LATERAL WITHDRAWAL, LATERAL FORCE, ROTATION, ANGLE, SPEED, REACTION.

<sup>1</sup> Автор для ведения переписки

## 1 Актуальность и постановка вопроса и плана исследования

Одним из основных показателей автомобилей, влияющих на безопасность дорожного движения, является курсовая устойчивость, т.е. способность сохранять в заданных пределах ориентацию в горизонтальном и вертикальном направлении при отсутствии воздействия со стороны водителя, независимо от скорости его движения, характера действия внешних сил, нагрузок, реакций и моментов. При криволинейном движении аварийные ситуации могут возникать при изменении положения полнуса поворота, особенно у многоосных автомобилей со всеми управляемыми колесами при выходе из строя силового привода рулевого управления либо рулевой трапеции [1].

При качении колеса с эластичной (как в продольном, так и в поперечном направлении) пневматической шиной под действием внешней боковой силы происходит поперечное смещение шины с боковым уводом колеса. При этом, если структура опорной поверхности (ОП) препятствует боковому скольжению протектора шины в области контакта, то в результате ее деформации середина рисунка протектора не совпадает с плоскостью вращения колеса в продольном направлении. У пневматических шин с развитыми грунтозацепами каждый из них представляет собой эластичный элемент, который при прямолинейном движении (в общем случае) деформируются только в продольном направлении. А под действием внешней боковой силы они деформируются также в поперечном направлении.

Объектом исследования является колесный движитель автомобилей с эластичными пневматическими шинами и процесс его взаимодействия с ОП.

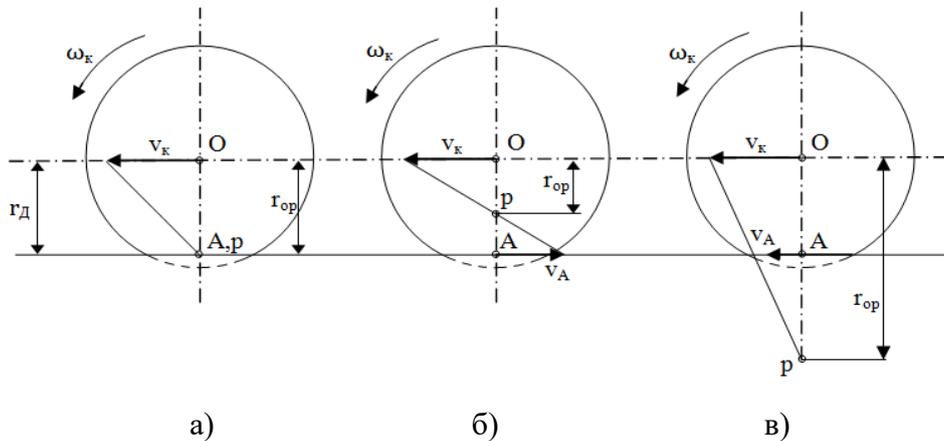
Предметом исследования является влияние основных внешних сил и реакций на величину бокового увода управляемых и неуправляемых колес при криволинейном движении двухосного автомобиля.

Сложный механизм взаимодействия пневматической шины с ОП, возникающий при качении колеса, усложняется циклически изменяющимися нагрузками, контактными деформациями и напряжениями, которые зависят от конструкции (каркаса, типа, числа слоев корда) и геометрических размеров шины. При этом, в настоящее время, существуют противоречивые мнения о механизме процесса проскальзывания элементов протектора пневматической шины относительно ОП [2]. С увеличением силовых и динамических нагрузок на колесный движитель выдвигаются специфические требования к описанию процессов его взаимодействия с ОП в комплексном анализе и является актуальной научной задачей в аспекте теории кинематики скольжения и бокового увода ведущих колес при криволинейном движении двухосного автомобиля.

## 2 Анализ информационных источников

Научно-исследовательские работы, выполненные как индивидуально, так и коллективно, используют различные подходы как в описании процессов взаимодействия пневматической шины с ОП, так и в проведении экспериментов по исследованию проскальзывания протектора шины по площади контакта.

Необходимость создания теорий взаимодействия эластичного колеса и ОП на основе гипотезы бокового увода, а также разработки математических моделей их взаимодействия под действием внешних боковых сил и реакций возникла достаточно давно. В работе [3] автор рассмотрел процесс качения колеса по ОП в ведомом, ведущем и тормозном режимах (рис. 1), введя при этом ряд допущений.



$O$  – центр колеса;  $p$  – мгновенный центр скоростей;  $v_s$  – скорость скольжения колеса;  $\omega_k$  – скорость качения колеса;  $r_{op}$  – кинематический радиус колеса  
 а) ведомый; б) ведущий; в) тормозной

Рисунок 1 – Схема режимов качения колеса

Скорость скольжения колеса определялась как сумма скорости упругого скольжения колеса из-за деформации шины и скорости скольжения протектора шины в области контакта с ОП (на рисунке – точка А). В ведущем режиме качения колеса буксование будет наступать при его полном скольжении, а в тормозном режиме оно перейдет в юз.

В работе [4], исследуя параметры проскальзывания колеса, сделан вывод о том, что проскальзывание колеса происходит в определенные временные интервалы: в начале движения автомобиля и при увеличении подводимого крутящего момента к ведущим колесам (рис. 2).

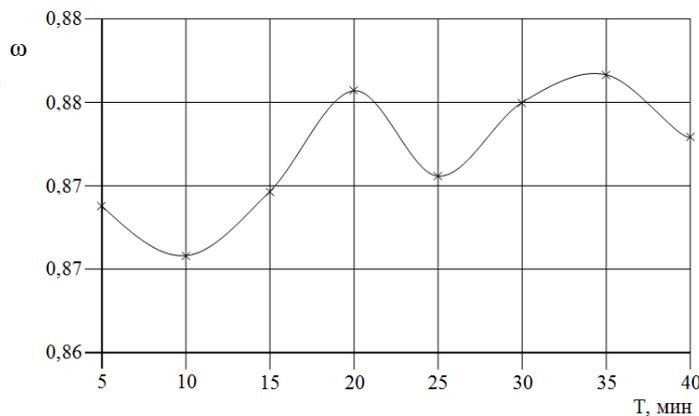
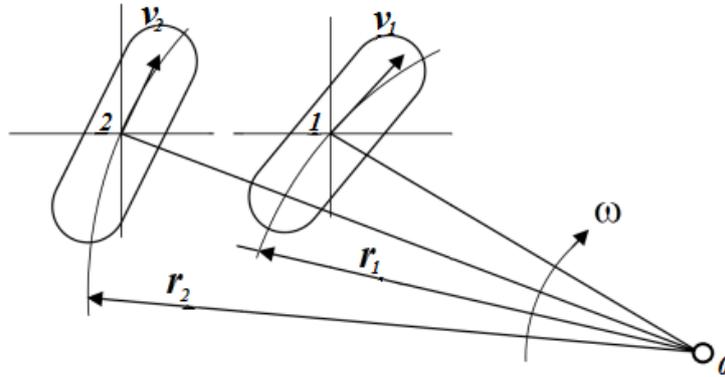


Рисунок 2 – Изменение угловой скорости вращения колеса при движении автомобиля

Криволинейное движение автомобиля характеризуется двумя параметрами: траекторией центра масс автомобиля и углом поворота относительно его продольной оси, при

этом, равномерный поворот может происходить по дуге окружности с постоянным радиусом и постоянной угловой скоростью вращения управляемых колес (рис. 3) [5]. При этом эластичная пневматическая шина деформируется (скручивается) и поворачивается на меньший угол, чем колесный диск.



$v_1, v_2$  – векторы скоростей колес;  $r_1, r_2$  – радиусы поворота колес;  
 $\omega$  – угловая скорость вращения колес;  $O$  – центр поворота;  $1, 2$  – точки крепления колес

Рисунок 3 – Поворот ведущих колес при криволинейном движении автомобиля

Разница между углами поворота колесного диска и пневматической шины составляет угол увода колеса, определяющего поворачиваемость автомобиля (нейтральную, недостаточную и избыточную) [6]. Величина бокового увода колес зависит от конструкции пневматической шины и ее характеристик (типа и рисунка протектора, давления воздуха, соотношения высоты профиля и ее ширины), от остаточной высоты рисунка протектора шины, а также от влияния внешних физических факторов (ветровой нагрузки, распределения груза по площади поверхности кузова автомобиля).

В работе [7] автор, исследуя взаимодействие колеса и ОП приводит определение возникающих при этом процессов: проскальзывание шины представляет собой перемещение части точек колеса, находящегося в области контакта относительно ОП при одновременном наличии в контакте точек, неподвижных относительно этой поверхности.

Скольжение колеса представляет собой одновременное перемещение всех находящихся в области контакта точек колеса относительно ОП и элемент протектора начинает проскальзывать относительно ОП при достижении граничных условий равновесия. При этом смещение поверхности колеса приводит к состоянию, когда силы трения, удерживающие элемент протектора в несскользящем положении, становятся меньше сил упругой деформации каркаса, определяемых кинематикой взаимодействия колеса с ОП. В таком процессе начало перемещения будет связано с несколькими факторами: конструкцией каркаса протектора, характером распределения контактных напряжений, кинематикой движения колеса.

Увод колеса представляет собой перемещение в поперечной плоскости центра колеса, катящегося без бокового скольжения.

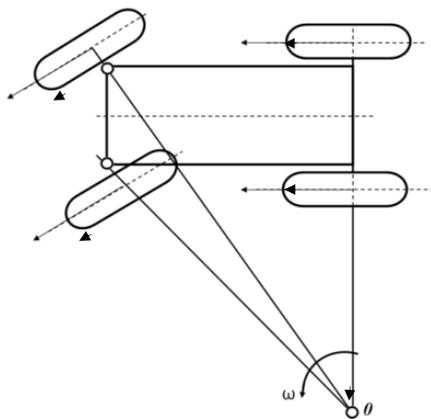
Боковое упругое смещение колеса представляет собой линейное смещение центра колеса относительно площади контакта за счет упругих свойств шины под действием боковой силы, измеренное в центральной плоскости, параллельной опорной.

В работе [8] описаны три варианта бокового увода колес со скольжением:

- силового, возникающего от действия на эластичную шину боковой силы;
- кинематического, вызванного наклоном колес в поперечной вертикальной плоскости и особенностями подвески;

– геометрического, вызванного несоответствием величины углов поворота колес и расчетных значений из-за геометрических показателей рулевой трапеции.

Без бокового увода управляемых колес автомобиль может двигаться по криволинейной траектории в случае расположения центра поворота на оси неуправляемых колес заднего моста (рис. 4), чего можно добиться, рассчитав параметры рулевой трапеции [5].



$O$  – центр поворота;  $\omega$  – угловая скорость вращения колес

Рисунок 4 – Схема поворота двухосного автомобиля

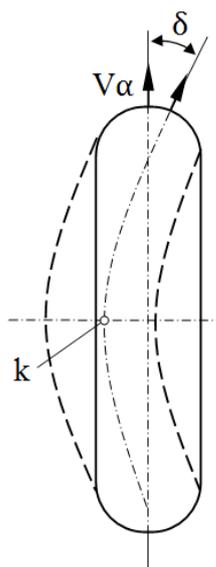
В работе [9] автор предположил, что под действием внешних боковых сил будет происходить показанная на рис. 5 деформация пневматической шины, а область контакта ее протектора с ОП сместится от середины беговой дорожки на некоторую величину, при этом колесо будет двигаться под некоторым углом к своей срединной плоскости, которой был обозначен углом увода колеса.

Гипотеза бокового увода колеса была отражена в работах [10], [11] и получила достаточно широкое распространение ввиду своей простоты, показав определенное соответствие теоретических исследований с проведенными экспериментами.

В работе [2] было предложено для теоретических расчетов использовать модель кинематических связей при изучении процесса взаимодействия пневматической шины с ОП.

Данный метод подразумевает использование уравнений кинематической связи с большим количеством дифференциальных уравнений и введение кинематических коэффициентов. При этом были описаны наиболее характерные случаи движения:

- общий, при котором по характеристикам пневматической шины и скорости движения не делалось никаких предложений и движение системы описывалось уравнениями  $2(n+m)$  – порядка, где  $m$  – число кинематических связей,  $n$  – число узлов;
- движение автомобиля с высокой скоростью, при этом система описывалась уравнениями  $2n$ -порядка;
- на автомобиле установлены упругие, но жесткие пневматические шины, при этом система будет сводиться к уравнениям  $2(n + m)$ -порядка;
- при движении автомобиля с минимальной скоростью система будет описываться уравнениями  $2n$  -порядка.



$\delta$  – угол увода;  $k$  – коэффициент увода, кгс/рад;  $v_a$  – направление качения колеса

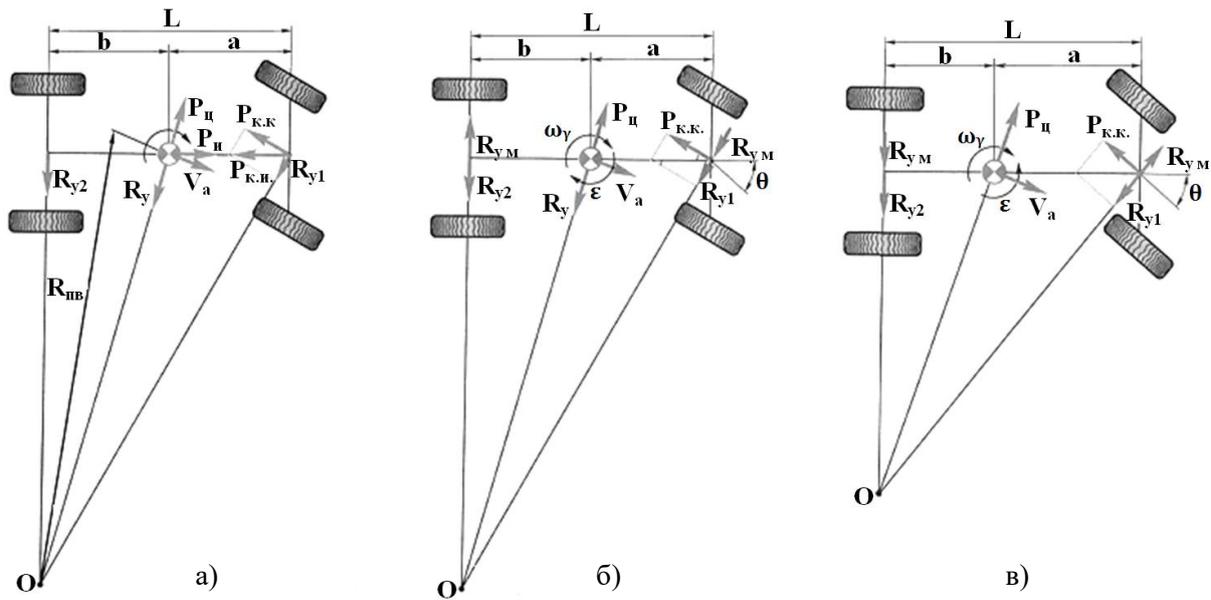
Рисунок 5– Модель бокового взаимодействия шины и опорной поверхности

В работе [1] авторы при описании сил трения в области контакта колеса с ОП рассмотрели и проанализировали различные подходы к моделированию качения шины по ОП и сделали вывод, что в обычном случае движения это будет сухое трение, причем, граница по сцеплению элементарной боковой силы будет представлена параболой.

Область контакта колеса с ОП в этом случае будет делиться на две зоны. В первой зоне будет действовать сила упругости, воспринимаемая отклонившимися элементами шины, которые не исчерпывали всех возможностей по сцеплению и поэтому они не скользят относительно ОП. Во второй зоне сила упругости увеличивается, превышая предел по сцеплению и отклонившиеся элементы шины начинают скользить под действием силы трения скольжения.

Экспериментальные исследования, представленные в работе [2], позволили установить, что элементы протектора пневматической шины, закрепленные по ширине ее беговой дорожки, проскальзывают в области контакта с ОП в противоположном направлении. Элементы внутренней части шины, расположенной ближе к центру поворота колеса, двигались с буксованием, а элементы, находящиеся на внешней части протектора, двигались юзом. При этом, величины пути и характер проскальзывания для различных элементов шины были неодинаковыми. Крайние элементы двигались без изменения направления продольного проскальзывания, внешние – юзом, равномерно по всей длине области контакта, а внутренние – с буксованием, более интенсивным на выходе из нее. Также было установлено, что уменьшение радиуса поворота и давления воздуха в шине вызывают увеличение пути продольного и бокового проскальзывания.

В работе [12] рассмотрены схемы сил, действующих на автомобиль при криволинейном движении (рис. 6). Движение автомобиля описывается траекторией центра масс и углом поворота относительно него продольной оси автомобиля  $\gamma$ .



а) движение на повороте с постоянной угловой скоростью  $\omega_\gamma$ ; б) вход в поворот с увеличением угловой скорости поворота от  $O$  до  $\omega_\gamma$ ; в) – выход из поворота с уменьшением угловой скорости поворота от  $\omega_\gamma$  до  $O$ ;  $R_{к.и.}$  – реакция между повернутыми колесами и дорогой под действием силы инерции;  $P_{к.к.}$  – составляющая  $R_{к.и.}$ , увеличивающая сопротивление качению на повороте;  $R_{y1}$  – составляющая  $R_{к.и.}$ , поперечная реакция между передними управляемыми колесами и дорогой, создающая поворачивающий момент;  $R_{y2}$  – поперечная реакция между задними колесами и дорогой, создающая стабилизирующий момент;  $P_\psi$  – центробежная сила;  $R_{yM}$  – поперечная реакция на колесах, создающая пару сил;  $\theta$  – угол поворота управляемых колес;  $V_a$  – скорость автомобиля;  $\omega_\gamma$  – угловая скорость поворота автомобиля;  $\varepsilon$  – угловое ускорение поворота автомобиля;  $L$  – база автомобиля;  $a$  – расстояние между центром масс и передними колесами;  $b$  – расстояние между центром масс и задними колесами;  $R_{пв}$  – радиус поворота автомобиля

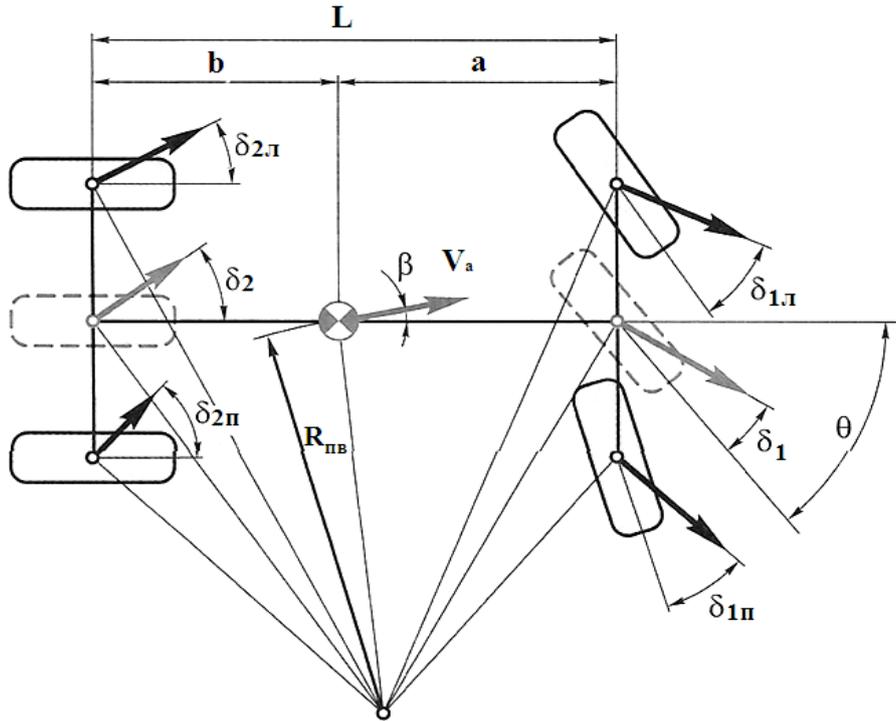
Рисунок 6 – Схема сил, действующих на автомобиль при криволинейном движении

При криволинейном движении в центре масс возникает центробежная сила  $P_\psi$ , которая уравнивается поперечной реакцией  $R_y$ . Поворачивающий момент  $M_1$  уравнивается стабилизирующим моментом  $M_2$ . Когда поворачивающий и стабилизирующий моменты равны между собой, движение является устойчивым. В случае, если  $M_1$  станет больше  $M_2$ , произойдет занос автомобиля.

Поперечная реакция  $R_y$  распределяется между передними и задними колесами обратно пропорционально расстоянию от центра масс до передних и задних колес соответственно. При криволинейном движении с постоянной линейной скоростью  $V_a$  угловая скорость поворота продольной оси равна  $\omega_\gamma$ . Поэтому при начале поворота должен произойти разгон до угловой скорости поворота  $\omega_\gamma$ , а при завершении поворота – замедление угловой скорости  $\omega_\gamma$  до нуля с возникновением углового ускорения. В соответствии с этим, при начале и завершении поворота на автомобиль будут действовать дополнительные поворачивающий и тормозной моменты. При начале поворота реакции на передних колесах  $R_{y1}$  и  $R_{yM}$  складываются, а на задних колесах  $R_{y2}$  и  $R_{yM}$  вычитаются. При завершении поворота имеет место обратное: реакции на передних колесах  $R_{y1}$  и  $R_{yM}$  вычитаются, а на задних колесах  $R_{y2}$  и  $R_{yM}$  складываются.

Курсовая устойчивость автомобиля прямо связана с его поворачиваемостью, т. к. характер движения автомобиля на эластичных пневматических шинах на поворотах отличается

от движения на массивных шинах. На рис. 7 показана схема поворота автомобиля с боковым уводом его колес [12]. Для удобства анализа схемы в этой работе углы увода четырех колес заменили углами увода в середине каждой оси  $\delta_1$  и  $\delta_2$ . При этом четыре колеса заменили двумя колесами, показанными на рис. 4 штриховыми линиями. Как можно видеть из анализа рис. 4, угол увода передних колес  $\delta_1$  уменьшает угол их поворота и увеличивает радиус траектории движения автомобиля. Угол увода задних колес  $\delta_2$ , наоборот, поворачивает задние колеса способствуя уменьшению радиуса поворота автомобиля. При этом вокруг центра поворота будет поворачиваться и ось управляемого колеса, а координатами центра поворота будут радиус поворота и смещение центра поворота от оси  $Y$  (рис. 8) [5].

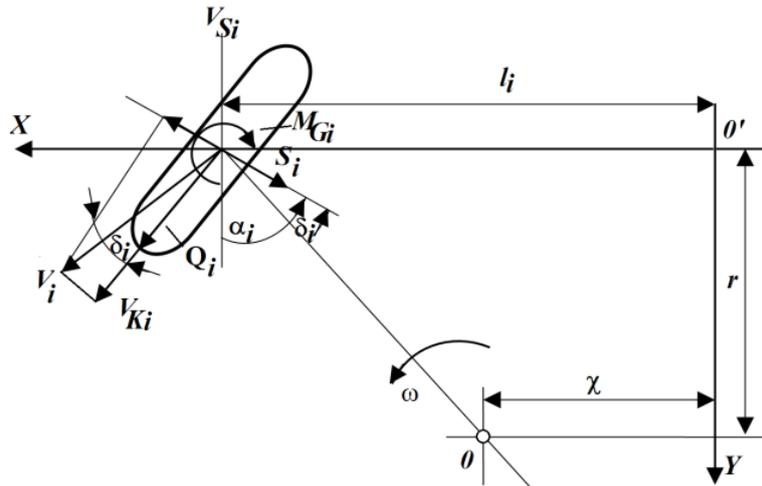


$L$  – база автомобиля;  $a$  – расстояние между ЦМ и передними колесами;  $b$  – расстояние между центром масс и задними колесами;  $R_{пв}$  – радиус поворота;  $\delta_1, \delta_2$  – углы увода колес;  $\theta$  – угол поворота управляемых колес;  $V_a$  – скорость автомобиля;  $\beta$  – угол сноса

Рисунок 7 – Схема поворота автомобиля с боковым уводом колес

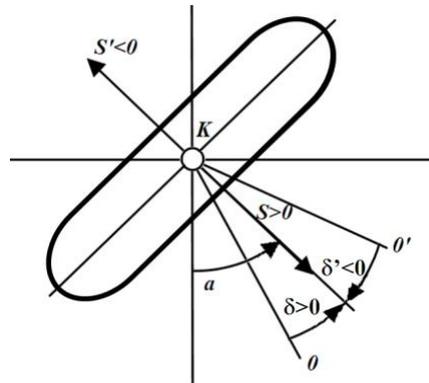
При равномерном повороте управляемого колеса вектор скорости находится в плоскости качения колеса (совпадает с его продольной осью). Но, в действительности, из-за эластичности пневматической шины и действия на нее боковой силы имеет место боковой увод колеса (упругое скольжение вдоль поперечной оси). Из-за бокового скольжения управляемого колеса на ОП от нее возникает боковая реакция, пропорциональная углу увода управляемого колеса, имеющая как положительное, так и отрицательное значение, которые определяются знаком угла увода.

Также, при повороте управляемого колеса относительно вертикальной оси на ОП возникает реактивный момент сопротивления верчению колеса. Схема определения знака увода управляемого колеса показана на рис. 9.



$O$  – центр поворота;  $r$  – радиус поворота;  $V_i$  – скорость поступательного движения колеса;  $V_{Si}$  – вектор скольжения колеса;  $\delta_i$  – угол бокового увода колеса;  $\omega$  – угловая скорость колеса;  $\chi$  – смещение центра колеса;  $l_i$  – координаты положения колеса;  $\alpha_i$  – угол поворота;  $S_i$  – боковая реакция колеса;  $M_{Gi}$  – реактивный момент сопротивления вращению колеса;  $Q_i$  – реакция опорной поверхности, действующая в плоскости качения колеса

Рисунок 8 – Кинематическая схема поворота ведущего управляемого колеса с уводом



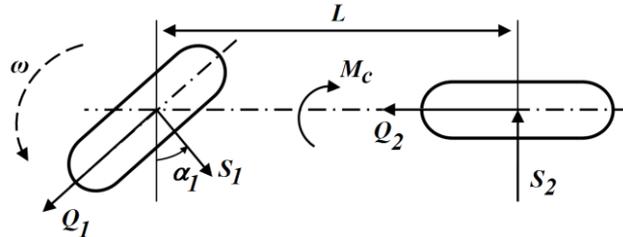
$S$  – боковая реакция дороги;  $\delta$  – угол увода;  $K$  – ось вращения колеса;  $\alpha$  – угол поворота колеса

Рисунок 9 – Схема определения знака увода управляемого колеса

Угол увода колеса считается положительным, если он отсчитывается от радиуса ОК до вертикали к плоскости качения колеса, против хода часовой стрелки. При этом и боковая реакция ОП будет иметь положительное значение и будет направлена по вертикали в сторону к центру поворота автомобиля. Если угол увода колеса отрицательный, то он отсчитывается от радиуса ОК и направлен по ходу часовой стрелки, боковая реакция ОП будет направлена от центра поворота автомобиля. Таким образом, в реальных условиях скольжения пневматических шин по ОП на колеса постоянно действуют внешние боковые силы.

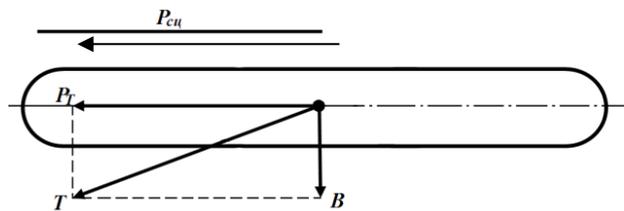
При наличии продольного или бокового скольжения колеса область трения скольжения распространится по всей области контакта, при этом колесо потеряет устойчивость и управляемость.

Неровности ОП (выступы, выбоины) способствуют перемещению колес в вертикальном и боковом направлениях, при этом возникает поперечная сила инерции, стремящаяся вернуть автомобиль к первоначальной прямолинейной траектории движения. Заблокированный дифференциал, неодинаковая нагрузка на ведущие мосты, неравномерный износ пневматических шин, перераспределение вертикальных и горизонтальных реакций ОП между ведущими колесами также вызывают появление боковых сил (рис. 10). При этом величина действующих внешних боковых сил постоянно изменяется. Схема действия тормозных и внешних сил на ведущее колесо показана на рис. 11, 12 [13].



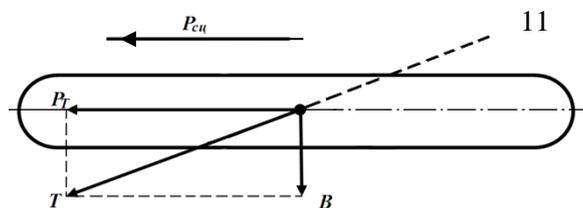
$\alpha_1$  – угол поворота колеса;  $Q_1$  – сила сопротивления качению переднего колеса;  $Q_2$  – сила сопротивления качению заднего колеса;  $S_1$  – реактивный момент переднего колеса;  $S_2$  – реактивный момент заднего колеса;  $M_c$  – момент сопротивления повороту;  $L$  – база;  $\omega$  – угловая скорость вращения колеса

Рисунок 10 – Поворот двухосного автомобиля с колесной формулой 4x4 при заблокированной силовой передаче



$P_т$  – тормозная сила;  $B$  – боковая сила, действующая в момент торможения;  $T$  – равнодействующая сил  $P_т$  и  $B$ ;  $P_сц$  – сила сцепления

Рисунок 11 – Схема действия тормозной и боковой сил на незаблокированное колесо



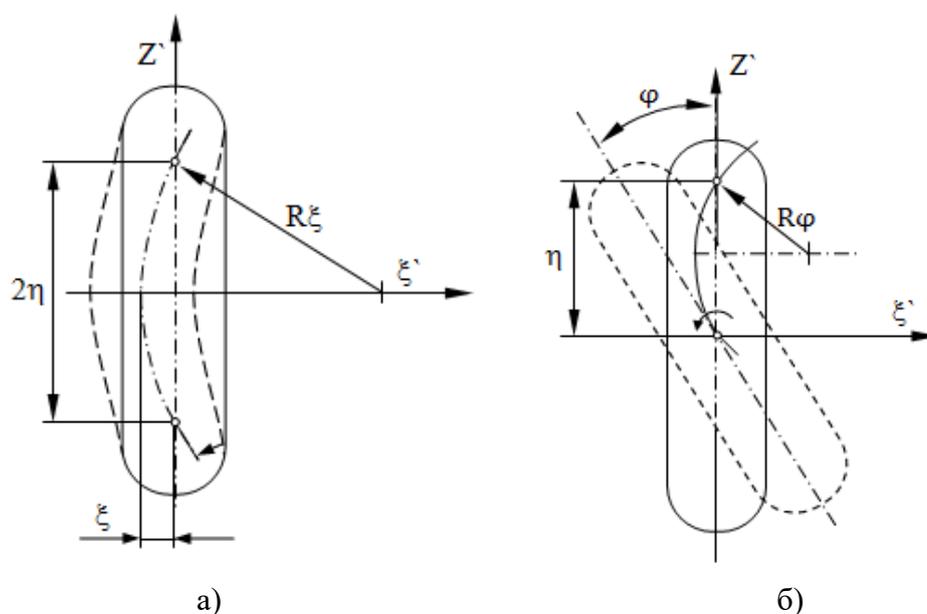
$P_т$  – тормозная сила;  $B$  – боковая сила, действующая в момент торможения;  $T$  – равнодействующая сил  $P_т$  и  $B$ ;  $P_сц$  – сила сцепления;  $l$  – направление скольжения

Рисунок 12 – Схема действия тормозной и боковой сил на заблокированное колесо

Если при торможении автомобиля колеса заблокировались и начался процесс скольжения, то это означает, что тормозная сила уравнилась по величине с силой сцепления колеса с ОП. При этом даже небольшая по величине боковая сила будет способствовать увеличению величины равнодействующей тормозной и боковой сил, и когда она превысит величину силы сцепления с ОП, колеса будут двигаться не по траектории прямолинейного движения, а по направлению действия равнодействующей силы, приводя к заносу автомобиля.

Также заносу автомобиля способствует перераспределение нагрузки на колеса переднего и заднего ведущих мостов при торможении автомобиля, что изменяет его сцепной вес и величину силы сцепления ведущих колес с ОП (на задних она уменьшается, а на передних увеличивается).

В работе [14] представлена модель и разработанная методика определения сил сопротивления качению колес и значения боковых сил, действующих на них для двухосного трактора. Особенностью данной модели является рассмотрение влияния инерциальных сил, возникающих при движении трактора по криволинейной траектории или неровной ОП. Недостатками работы можно считать рассмотрение влияния всех сил отдельно, а не в комплексе с боковыми силами и без учета поворота управляемых колес на соответствующий угол. Распределение внешних реакций, действующих на колеса, рассматривается только как зависящее от веса и геометрических характеристик машины, а не от их взаимного влияния друг на друга.



а) деформация при воздействии внешней боковой силы и момента; б) деформация при воздействии внешней боковой силы и момента со смещением центра воздействия;  $\xi$  – координаты, соответствующие уравнениям неголономных связей;  $\varphi$  – угол поворота колеса;  $\eta$  – длина деформированной зоны контакта;  $R_\xi$  – радиус деформации области контакта от действия боковой силы;  $R_\varphi$  – радиус деформации от действия внешних воздействий со смещением

Рисунок 13 – Модель бокового взаимодействия пневматической шины и опорной поверхности

На рис. 13 показана деформация пневматической шины при воздействии на колесо внешней боковой силы и момента со смещением центра области контакта с ОП на некоторую величину относительно срединной плоскости колеса. При этом область контакта с ОП под действием момента поворачивается на некоторый угол относительно плоскости колесного диска [9].

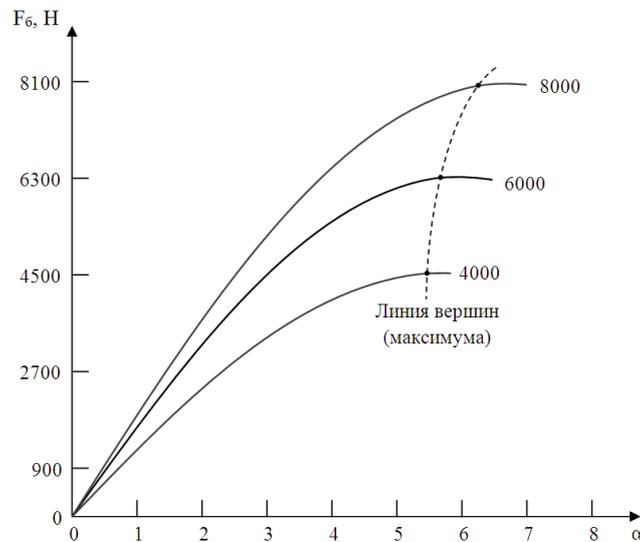


Рисунок 14 – Влияние боковой силы  $F_b$  на угол увода колеса  $\alpha$

Как видно из анализа графика, даже на небольших углах увода колеса боковая сила перестает расти и при некоторой величине угла увода, достигнув максимума, начинает снижаться. Обычно этот режим не рассматривают, но т. к. боковая сила реально действует на управляемые колеса, то в общем случае движения возможно сохранение контроля за траекторией движения автомобиля.

Боковое скольжение ведущих колес и занос автомобиля могут возникнуть в следующих случаях: при криволинейном движении автомобиля; при движении по ОП с боковым уклоном; при торможении на мокрых и скольких ОП; при резком ускорении автомобиля; при резком повороте руля на высокой скорости движения автомобиля; при вертикальном перемещении колес на неровностях ОП. При этом величина центробежной силы увеличивается с увеличением скорости движения и при уменьшении радиуса поворота.

Изменение величины боковой силы при постоянной нагрузке на ведущие колеса в функции угла увода (зависимость угла увода колеса от приложенной к нему поперечной силы) показано на рис. 15.

Кривая ОАБВ включает в себя следующие характерные участки: ОА – увод колеса при отсутствии бокового скольжения шины ( $\delta_{yb} = 4-6^\circ$ ); АБ – увод с частичным боковым проскальзыванием шины; БВ – оптимальное скольжение шины ( $\delta_{yb} = 6-12^\circ$ ); ВГ – полное скольжение шины вбок ( $\delta_{yb} = 12-15^\circ$ ).

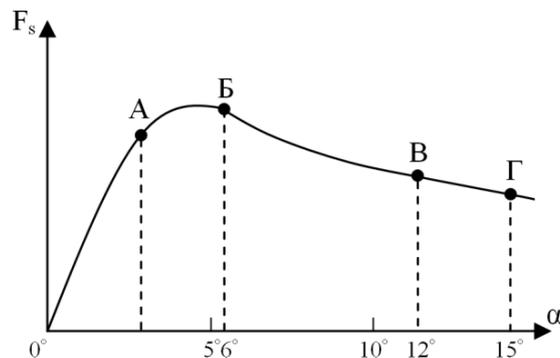
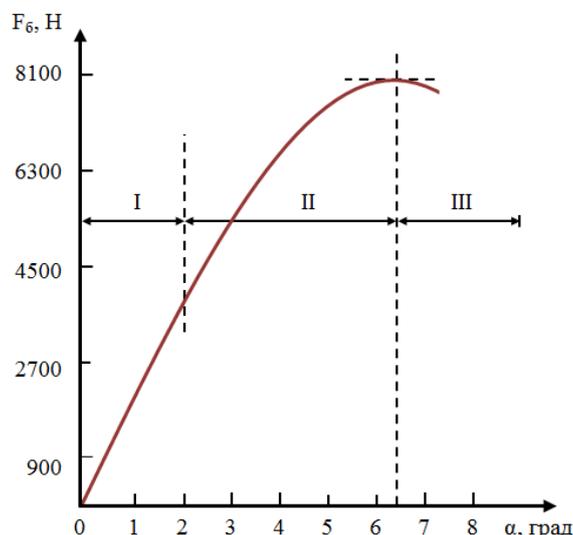


Рисунок 15 – Зависимость угла увода колеса  $\alpha$  от поперечной силы  $F_s$

На рис. 16 показана связь между боковым усилием и углом увода шины с тремя диапазонами. Наклон кривой на линейном (упругом) диапазоне является важным параметром для прогнозирования характера качения шин автомобиля при криволинейном движении, а вершина кривой определяет максимальную величину боковой силы (предела сцепления), действующей на шину.

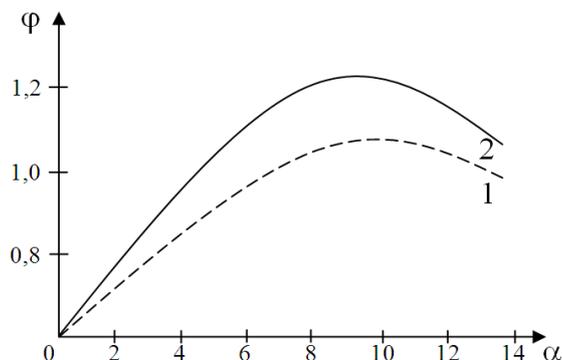


*I* – отсутствие скольжения (упругий диапазон); *II* – наличие скольжения (переходный диапазон); *III* – полное скольжение (диапазон трения)

Рисунок 16 – Боковая сила  $F_6$  и угол увода  $\alpha$  при нагрузке 8000 Н

В работе [15] автор установил, что при криволинейном движении автомобиля величина коэффициента сцепления пневматической шины с ОП максимальна при значении угла увода колес в пределах 6-12° (рис. 17).

В процессе заноса автомобиля радиус его поворота уменьшается, а величина действующей боковой силы возрастает, увеличивая его инерционность. Занос автомобиля при криволинейном движении аналогичен заносу от резкого торможения (ускорения), но его вызывает большая по величине боковая сила, превышающая величину силы сцепления ведущих колес с ОП.



*1* – шины колесных транспортных средств; *2* – шины гоночных автомобилей

Рисунок 17 – Зависимость угла увода колеса  $\alpha$  от коэффициента сцепления  $\varphi$  с опорной поверхностью

В работе [16] представлен график зависимости коэффициента сцепления  $\varphi_x$  колес от коэффициента скольжения  $S_6$  (рис. 18). Автор сделал вывод, что максимального значения коэффициент сцепления достигает в диапазоне 10-15 % коэффициента относительно проскальзывания в области контакта пневматической шины и ОП.

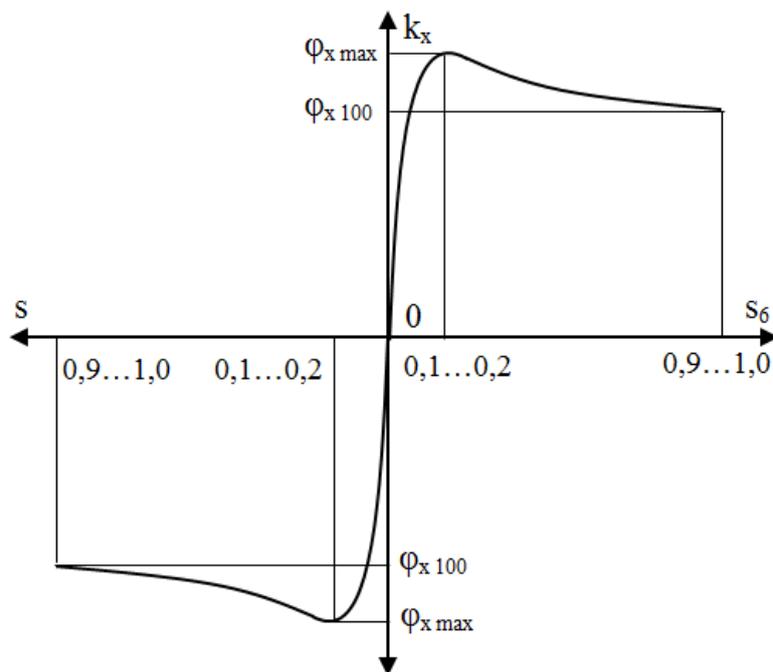


Рисунок 18 – Зависимость коэффициента продольной силы  $K$  от коэффициента буксования  $S_6$

В работе [17] автор, исследуя процессы качения колеса по ОП в различных режимах, построил график зависимости коэффициента продольной силы от коэффициента буксования колеса (рис. 19), выделяя зону перехода в ведущий режим ( $\Delta S$ ) при увеличении нагрузки.

Из анализа графика (рис. 18, 19) видно, что коэффициент буксования колеса достигает своего максимального значения в интервале, равном 0,1 ... 0,2 (в среднем 0,15). Как известно, при качении колеса с уводом в плоскости контакта протектора шины с ОП возникают дополнительные боковые касательные контактные напряжения. Эти напряжения, складываясь с действующими контактными напряжениями шины, существенно повышают их величину [18]. Касательные контактные напряжения при качении колеса с уводом возрастают в зоне выхода протектора из области контакта, что расширяет участок скольжения протектора относительно ОП и повышает интенсивность его износа, особенно по ширине беговой дорожки шины. Измерение высоты выступов рисунка протектора показало, что при больших углах увода ( $\pm 5^\circ$ ) износ краев беговой дорожки шин легковых автомобилей на 30-35 %, а грузовых автомобилей на 20-25 % выше, чем в средней ее части.

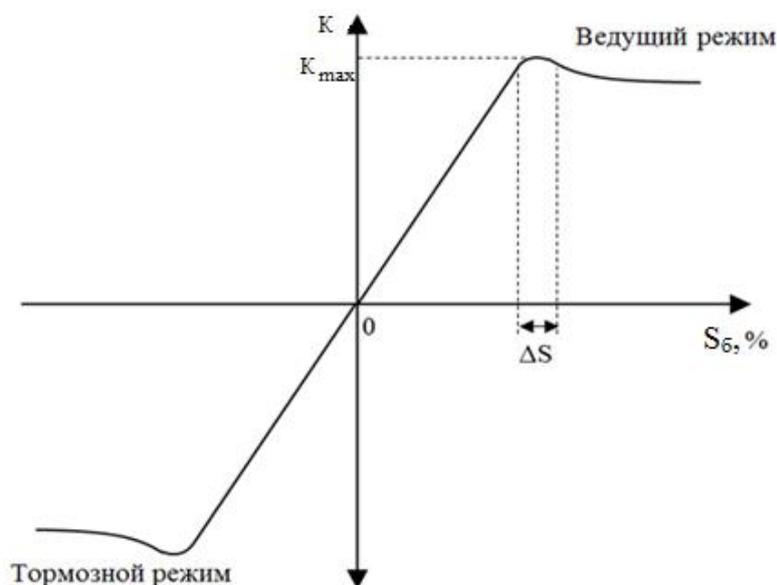
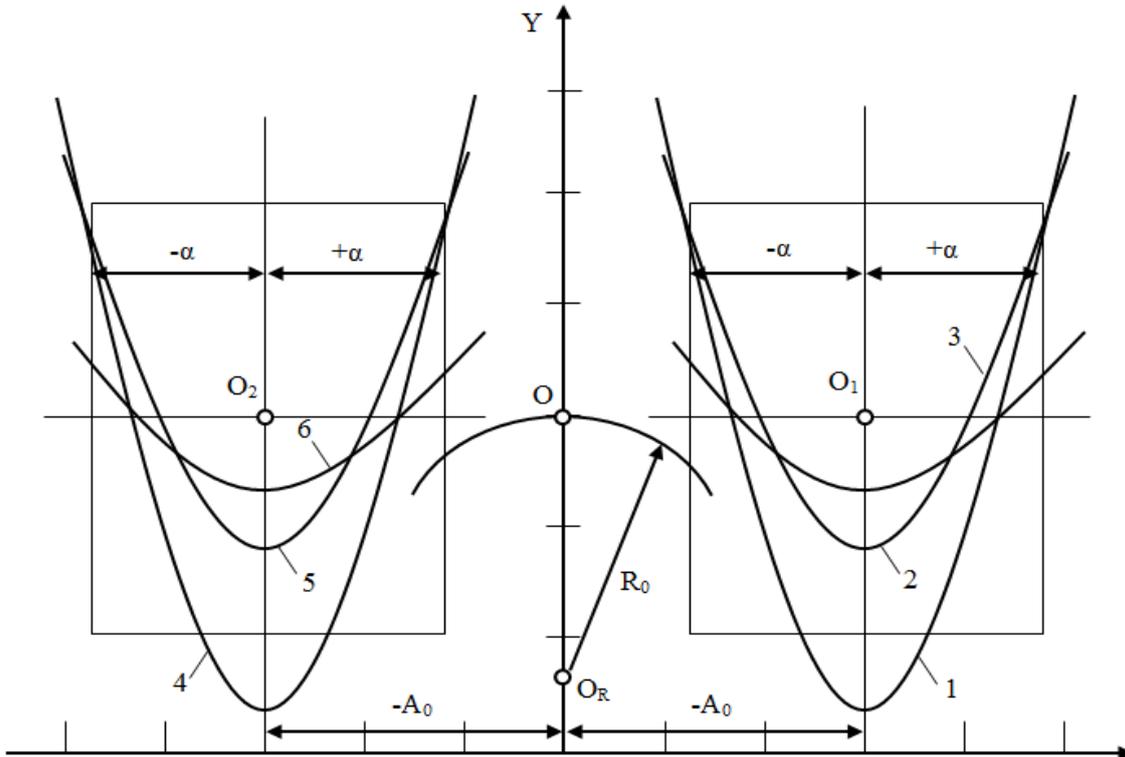


Рисунок 19 – Зависимость коэффициента продольной силы  $K$  от коэффициента буксования колеса  $S_{\delta}$

На графике (рис. 20) показано положение элементов, не скользящих в продольном направлении при различных радиусах поворота колес [19]. Параболические кривые представляют собой геометрические места, не скользящих в продольном направлении элементов шин. Анализ графика показывает, что ускорение продольного проскальзывания шин не зависит от радиуса поворота и режима качения колес. Для переднего колеса проскальзывающие элементы шины движутся с замедлением (ускорение отрицательно), а для заднего – с возрастающим ускорением, достигающим максимального значения на выходе из области контакта. В отличие от продольного, абсолютная величина ускорения бокового проскальзывания шин зависит как от радиуса поворота, так и от режима качения колеса. Уменьшение радиуса поворота сопровождается увеличением абсолютной величины ускорения проскальзывания элементов шины в боковом направлении.

Путь проскальзывания является одним из наиболее важных параметров, характеризующих процесс проскальзывания элементов шины в области контакта с ОП. Уменьшение радиуса поворота не влияет на величину пути продольного проскальзывания центральной опорной точки и увеличивает его для внешнего и внутреннего элементов протектора. Уменьшение радиуса недеформированного профиля шины увеличивает путь буксования при уменьшении пути юза. На рис. 21 представлены графики, выражающие зависимость пути бокового проскальзывания по длине области контакта. Из анализа графика видно, что при уменьшении радиуса поворота от 6 до 1 метра проскальзывание центральной опорной точки увеличивается в 6 раз. Таким образом, происходит увеличение длины траектории проскальзывания для внутренних элементов протектора шины. Для центрального элемента протектора беговой дорожки шины длина траектории увеличивается для первого колеса на 26 %, для второго колеса – на 31 %. Для внутренних элементов протектора шины увеличение длины траектории проскальзывания для первого колеса происходит на 44 %, для второго колеса – на 62 %. Увеличение длины траектории проскальзывания шин совместно с неравномерным распределением вертикальной нагрузки, действующей на колеса, приводит к неравномерному износу протектора.

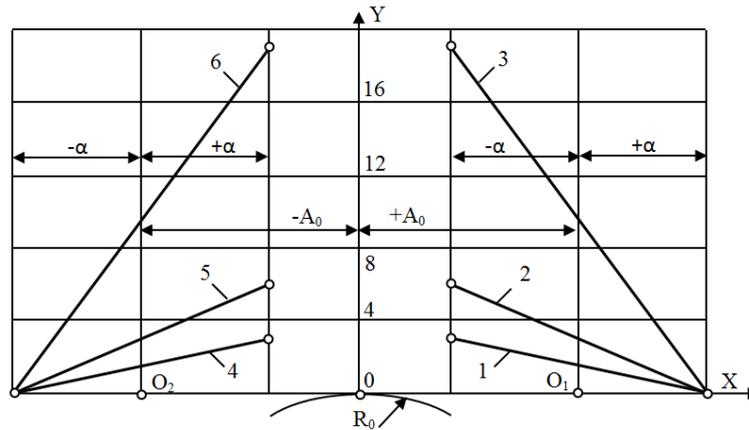


1, 2, 3 – первое колесо; 1, 4 –  $R_0 = 6,25$  м;  $O_0 = 0,95$ ; 4, 5, 6 – второе колесо; 2, 5 –  $R_0 = 2,75$  м;  $P_w = 0,4$  МПа; 3, 6 –  $R_0 = 1,65$  м;  $\alpha$  – размер области контакта;  $R_0$  – радиус поворота машины;  $X_i$  – текущая координата произвольной точки;  $O_i$  – центр области контакта;  $A_0$  – расстояние от оси колеса до оси балансира

Рисунок 20 – Положение нескольких элементов проектора пневматических шин в области контакта при криволинейном движении

Из анализа графиков видно, что при уменьшении радиуса поворота проскальзывание центральной опорной точки увеличивается в 6 раз.

Совместные действия продольного и бокового проскальзывания формируют общий путь и траекторию проскальзывания при движении колеса по дуге окружности. При этом внутренние, центральные и внешние элементы протектора совершают движение по разным траекториям и с различной величиной пройденного пути. Следует отметить, что в зависимости от режима и условий движения основным может быть боковое проскальзывание (маневрирование, криволинейное движение) или продольное проскальзывание (тяговый режим движения). Во всех случаях движения проскальзывание колеса по ОП ведет к повышенному износу проектора пневматических шин и потерям тяговой мощности.



1, 2, 3 – первое колесо; 1,4 –  $R_0 = 6,25$  м;  $O_0 = 0,95$ ; 4, 5, 6 – второе колесо; 2, 5 –  $R_0 = 3$  м;  $P_w = 0,4$  МПа; 3, 6 –  $R_0 = 1$  м;  $\alpha$  – размер области контакта;  $R_0$  – радиус поворота машины;  $X_i$  – текущая координата произвольной точки;  $O_i$  – центр области контакта;  $A_0$  – расстояние от оси колеса до оси балансир

Рисунок 21 – Распределение пути бокового проскальзывания элементов протектора шин по области контакта

### 3 Обобщение результатов исследований

Таким образом, можно сделать вывод, что интенсивность износа протектора шин нелинейно повышается с увеличением угла увода колес, причем у шин легковых автомобилей в большей степени, чем у шин грузовых автомобилей. Так, с возрастанием угла увода колеса от 0 до  $\pm 2,0^\circ$  интенсивность износа протектора шин легковых и грузовых автомобилей повышается в 10 и 6 раз соответственно. А при больших углах увода колеса интенсивность износа протектора шин значительно возрастает.

Также установлено, что различия в характере проскальзывания элементов шин радиальной и диагональной конструкции происходит вследствие того, что элементы протектора диагональной шины в боковом направлении проскальзывают только к центру поворота, причем, на значительно меньшую по сравнению с шинами радиальной конструкции величину. Путь бокового скольжения к центру поворота у центрального элемента шины диагональной конструкции меньше, чем у шин радиальной металлокордной и комбинированной конструкции.

Различия в процессе проскальзывания шин со сплошным и расчлененным протекторами заключается также в характере распределения пути проскальзывания по ширине беговой дорожки шины, причем, у шин со сплошным протектором зависимость близка к линейной. Нелинейный характер указанной зависимости для шины с расчлененным протектором свидетельствует о том, что проскальзывание происходит не только под действием кинематических факторов и деформации, как это наблюдается у шин со сплошным протектором, но и за счет проскальзывания, обусловленного упругими деформациями грунтозацепов, которые тем выше, чем больше глубина рисунка протектора. Значительная ширина упругих деформаций и пути проскальзывания могут повлечь за собой выход из строя шин, не достигших состояния износа из-за возникновения дефектов в плечевой зоне, а также повышенного износа протектора по краям беговой дорожки.

Изменение ширины беговой дорожки шины влияет главным образом на величину пути продольного проскальзывания ее крайних элементов, возрастающего с увеличением ширины беговой дорожки для всех типов шин.

Таким образом, определение кинематики качения колеса с пневматической шиной по дуге окружности представляет собой сложную задачу, причем, при взаимодействии пневма-

тической шины с недеформируемой ОП преобладающим видом деформации является радиальная. При этом величина минимального радиуса поворота может изменяться, а направление бокового проскальзывания будет зависеть от того, в какой области контакта находится элемент беговой дорожки шины (в области загрузки или в области разгрузки).

Обеспечение безопасной эксплуатации автомобилей, особенно, при криволинейном движении, зависит от конструкции и технических характеристик и особенностей рисунка протектора пневматических шин, которые закладываются на этапе их проектирования и производства.

Являясь одним из основных элементов автомобиля колесный движитель имеет достаточно низкий КПД, особенно при работе на нестабильных нагрузочных режимах, либо в тяговом (неоптимальном) режиме. Проведение натурных экспериментов и исследования процесса взаимодействия колесного движителя и ОП, особенно при криволинейном движении, и уточнение существующих методов расчета параметров пневматических шин представляет собой важную и актуальную научную задачу.

#### **4 Научно-технический проблемный вопрос (проблема), концепция и задачи его разрешения**

Имеющаяся теория кинематики скольжения и бокового увода ведущих колес при криволинейном движении двухосного автомобиля, не объясняет все известные расхождения теоретических и экспериментальных результатов и, в частности, расхождения по определению коэффициента увода колеса для различных расчетных методик. Результаты информационного анализа показывают, что при определении коэффициента увода колеса несколькими способами результаты могут существенно отличаться и при этом достаточно часто теоретические и практические результаты не совпадают. Развитие дальнейших исследований состоит в учете данной теорией всех кинематических, динамических и триботехнических факторов на основе выдвинутых гипотез:

- увод колеса от первоначальной траектории качения представляет собой частный случай по отношению к общим уравнениям кинематических связей;
- критерий оценки принятия конкретного способа описания процесса взаимодействия эластичного колеса и ОП существенно определяется формулированием предварительных условий для наиболее распространенных расчетных случаев качения колеса.

Это должно, во-первых, устранить имеющиеся противоречия результатов различных исследований процессов взаимодействия деформируемого эластичного колеса в области контакта с ОП при криволинейном движении автомобиля и наличии внешней боковой силы, нагрузок и реакций. Во-вторых, данная теория должна описывать объект исследования без существенных допущений и упрощений.

При проведении расчетов с использованием аналитических и численных методов и экспериментальных исследований в целях развития концепции создания нового поколения безаварийных эластичных пневматических шин необходимо решить сложную задачу по оптимизации параметров и показателей, зачастую противоречивого характера, получить высокие нагрузочные и скоростные показатели шины при одновременном снижении ее массы для обеспечения радиальной, окружной и боковой устойчивости при снижении амплитуды вынужденных колебаний на оси вращения.

Технический уровень пневматических шин, обеспечивающий безопасность дорожного движения, во многом определяется применяемой при их создании системой методов, средств проектирования и проведения корректных натурных испытаний. При этом создание пневматических шин представляет собой сложную задачу по оптимизации параметров и свойств зачастую противоречивого характера, и, эта задача не может быть эффективно решена путем использования только традиционных эмпирических методов проектирования, основанном только на собственном опыте.

Также, в системе исследований важное место необходимо отвести совершенствованию средств и методов измерений деформированного состояния шин, средств определения свойств материалов шин и исследованию процессов, происходящих в области контакта при качении колеса по ОП.

Необходимо проведение натурных (эксплуатационных) испытаний пневматических шин с целью оценки деформационного и теплового состояния ее отдельных элементов, оценки работоспособности конструкции шины в целом, проверки эффективности технических решений, заложенных в конструкцию шины. Для получения наиболее достоверных результатов необходимо проведение продолжительных испытаний большого количества шин в условиях реальной эксплуатации автомобилей, используя статические закономерности при разрушении каркаса у 30 % испытываемых шин.

### Список литературы

- 1 Саркисов П. И., Попов С.Д. Обзор моделей нестационарного качения колеса с упругой шиной по недеформируемому опорному основанию. Инженерный журнал: наука и инновации, 2013. – Вып. 12. – С. 1-18. URL: <http://engjournal.ru/catalog/machin/transport/1129.html>
- 2 Никулин, П. И. Теория криволинейного движения колесного движителя. – Воронеж: Изд-во ВГУ, 1992. – 212 с.
- 3 Маркина, А. А. Теория движения колесных машин. Учебное пособие. Министерство науки и высшего образования РФ. – Екатеринбург: Издательство Уральского университета. – 2021. – 216 с.
- 4 Васильев Ю. Э., Ивачев А. В., Царьков Д. С. Исследования параметров проскальзывания колеса при различных режимах вращения кругового универсального испытательного стенда дорожных материалов. Интернет-журнал «НАУКОВЕДЕНИЕ», выпуск 1., январь – февраль 2014.– С. 1 – 13.<http://publ.naukovedenie.ru>, 46TVN1 14 (Дата обращения 23.01.2024).
- 5 Антонов А. С., Кононович Ю. А., Магидович Е. И. Армейские автомобили. Теория. – М.: ВИ МО СССР. – 1970. – 528 с.
- 6 Автомобили. Качение колеса. Термины и определения. ГОСТ 17697-72 Издание официальное, – 22 с.
- 7 Малиновский, М. П. Системы управления колесных машин: учебное пособие. – М.: МАДИ, 2018. – 100 с.
- 8 Малиновский Е. Ю., Гайцгорн М. М. Динамика самоходных машин с шарнирной рамой. М.: Машиностроение. – 1974. – 176с.
- 9 Рокар, И. Неустойчивость в механике. Автомобили. Самолеты. Висячие мосты. М.: Издательство иностранной литературы, 1959. – 287с.
- 10 Певзнер, Я. М. Теория устойчивости автомобиля. М.: Машгиз. 1947. – 156 с.
- 11 Неймарк Ю. И., Фуфаев Н. А. Динамика неголономных систем. М.: Физмат, 1967.– 520 с.
- 12 Майборода, О. В. Основы управления автомобилем и безопасность движения. – М.: Издательский центр «Академия», 2007. – 256 с.
- 13 Пути предупреждения автомобильных происшествий. – М. : ВИ МО СССР. – 1982. – 68 с.
- 14 Беляев А. Н., Свистов В. В., Тришина Т. В. Определение сил при повороте трактора со всеми управляемыми колесами // Вестник Воронежского государственного аграрного университета. – 2016. – №3 (50). – С. 132-140.
- 15 Konig R. International Journal of RF and Microwave Computer-Aided Engineering [Электронный ресурс].- Electronic text data. - [Б. м.] : John Wiley & Sons, Inc., 1998 - (Ulrich). URL: <http://eu.wiley.com> (publisher's website): [http://onlinelibrary.wiley.com/journal/10.1002/\(ISSN\)1099-047X](http://onlinelibrary.wiley.com/journal/10.1002/(ISSN)1099-047X) (journal link (full text - НТО-3)). - ISSN 1096-4290. (дата обращения 30.01.2024 г.).
- 16 Горбачев, М.Г. Экстремальное вождение: гоночные секреты. – М.: РИПОЛ классик: Престиж книга, 2006. – 303 с.
- 17 Сазонов И. С., Ким В.А., Ки Йонг Чой. Теория автомобиля: учебное пособие. – Могилев: Белорусско-Российский университет, 2017. – 164 с.
- 18 Кравец, В. Н. Теория автомобиля: учебник. Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева. – Нижний Новгород, 2013. – 413 с.

19 Тютин В. О., Вербас В. В., Смирнов О. Г., Варивода В. И. Внедорожные шины мировых лидеров. Научное издание. – Днепропетровск: УкО ИМА–Пресс. – 1999. –304 с.

20 Гудков, В. В. Разработка методики расчета ходимости пневматических шин землеройно-транспортных машин. 05.05.04 Дис. на соискание уч. степ.канд. техн. наук. ВГАСА, Воронеж. – 1997. – 203 с.

### References

1 Sarkisov P.I., Popov S.D. Review of models of unsteady rolling of a wheel with an elastic tire on a non-deformable support base. Engineering journal: science and innovation, 2013. – Vol. 12. – P.1-18. URL: <http://engjournal.ru/catalog/machin/transport/1129.html>

2 Nikulin, P. I. Theory of curvilinear motion of a wheel propulsion device. – Voronezh: VSU Publishing House, 1992. – 212 p.

3 Markina, A. A. Theory of movement of wheeled vehicles. Tutorial. Ministry of Science and Higher Education of the Russian Federation. – Ekaterinburg: Ural University Publishing House. – 2021. – 216 p.

4 Vasiliev Yu. E., Ivachev A. V., Tsarkov D. S. Research of wheel slip parameters under different rotation modes of a circular universal test bench for road materials. Internet journal “SCIENCE”, issue 1., January – February 2014. – P. 1 – 13. <http://publ.naukovedenie.ru>, 46TVN1 14 (Date of access 01/23/2024).

5 Antonov A. S., Kononovich Yu. A., Magidovich E. I. Army cars. Theory. – M.: VI MO USSR. – 1970. – 528 p.

6 Cars. Wheel rolling. Terms and Definitions. GOST 17697-72 Official publication, –22 p.

7 Malinovsky, M. P. Control systems for wheeled vehicles: textbook. – M.: MADI, 2018. – 100 p.

8 Malinovsky E. Yu., Gaitsgorn M. M. Dynamics of self-propelled vehicles with an articulated frame. M.: Mechanical engineering. – 1974. – 176 p.

9 Rocard, I. Instability in mechanics. Cars. Aircraft. Suspension bridges. M.: Foreign Literature Publishing House, 1959. – 287 p.

10 Pevzner, Ya. M. Theory of vehicle stability. M.: Mashgiz. 1947. – 156 p.

11 Neimark Yu. I., Fufaev N. A. Dynamics of nonholonomic systems. M.: Fizmat, 1967.– 520 p.

12 Mayboroda, O. V. Fundamentals of driving and traffic safety. – M.: Publishing Center “Academy”, 2007. – 256 p.

13 Ways to prevent car accidents. – M.: VI MO USSR. – 1982. – 68 p.

14 Belyaev A.N., Svistov V.V., Trishina T.V. Determination of forces when turning a tractor with all steering wheels // Bulletin of the Voronezh State Agrarian University. – 2016. – No. 3 (50). – pp. 132-140.

15 Konig R. International Journal of RF and Microwave Computer-Aided Engineering [Electronic resource]. - Electronic text data. - [B. m.]: John Wiley & Sons, Inc., 1998 - (Ulrich). URL: <http://eu.wiley.com> (publisher's website): [http://onlinelibrary.wiley.com/journal/10.1002/\(ISSN\)1099-047X](http://onlinelibrary.wiley.com/journal/10.1002/(ISSN)1099-047X) (journal link (full text - NTO-3)). - ISSN 1096-4290. (date of access: 01/30/2024).

16 Gorbachev, M.G. Extreme driving: racing secrets. – M.: RIPOL classic: Prestige book, 2006. – 303 p.

17 Sazonov I.S., Kim V.A., Ki Yong Choi. Car theory: textbook. – Mogilev: Belarusian-Russian University, 2017. – 164 p.

18 Kravets, V. N. Theory of the car: textbook. Nizhny Novgorod State Technical University named after. R.E. Alekseeva. – Nizhny Novgorod, 2013. – 413 p.

19 Tyutin V. O., Verbas V. V., Smirnov O. G., Varivoda V. I. Off-road tires of world leaders. Scientific publication. – Dnepropetrovsk: UkO IMA-Press. – 1999. –304 p.

20 Gudkov, V.V. Development of a methodology for calculating the mileage of pneumatic tires of earth-moving and transport machines. 05.05.04 Diss. for academic competition degree candidate tech. Sci. VGASA, Voronezh. – 1997. – 203 p.