

# Транспортное и энергетическое машиностроение

УДК 629.3.017

## Алгоритмы активного управления углами схождения колес автомобиля в движении

В.И. Рязанцев

МГТУ им. Н.Э. Баумана, 105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.

## Algorithms of a toe-in active control in motion of a car

V.I. Ryazantsev

Bauman Moscow State Technical University, building 1, 2-nd Baumanskaya str., 5, 105005, Moscow, Russian Federation.

@ e-mail: ryazantsev1@yandex.ru

**i** В связи с резким увеличением количества автомобилей основной задачей современного автомобилестроения является повышение безопасности движения автомобиля. Различают пассивную и активную безопасность автомобиля. Современные исследования этой проблемы показали не только важную роль углов схождения, но и необходимость их регулирования в процессе движения автомобиля. Рассмотрены вопросы управления углами схождения при движении автомобиля. Проанализированы алгоритмы управления схождением, предложенные автором, а также алгоритмы, используемые в системах активного управления схождением колес за счет геометрии подвески современных конструкций. Описаны алгоритмы управления углами схождения колес в прямолинейном движении автомобиля без внешней боковой силы и при наличии этой силы, алгоритм управления схождением колес в движении автомобиля по криволинейной траектории, а также алгоритм управления схождением колес в общем случае движения автомобиля. Результаты моделирования движения автомобиля с системой управления схождением колес показывают эффективность такой системы с точки зрения повышения устойчивости движения автомобиля. Это подтверждают и результаты испытаний автомобилей с управлением схождением колес задней оси.

**Ключевые слова:** геометрия подвески автомобиля, вариация угла схождения, система активного управления, алгоритмы управления углами схождения колес.

**i** A sharp increase in the number of cars entails the problem of improving motion safety. There exist active and passive safety systems that are quite different from one another. Recent research has shown the importance of a toe-in control during a motion. In this paper, the questions of control toe-in motion of a car are considered. The toe-in control algorithms proposed by the author are analyzed, as well as the control algorithms applied in active control systems using the suspension geometry control for the wheel alignment. The paper presents algorithms of a toe-in control in a straight motion with and without action of external lateral forces, when driving along a curved path, and in the general case of motion.

The results of simulation of the car motion with a toe-in control system show the efficiency of this system since it improves the stability of the vehicle. This is confirmed by the tests of cars with a toe-in control system of a rear wheel.

**Keywords:** suspension geometry of the car, variation of toe, active control system, toe-in control algorithms.

Анализируя развитие конструкции автомобиля в последние 10-летия, следует отметить значительные достижения в совершенствовании существующих и создании новых систем активной безопасности автомобиля. Такие системы активной безопасности, как антиблокировочная система (АБС), противоблокировочная система (ПБС), система электронной стабилизации (ESP) автомобиля и др., существенно повысили уровень устойчивости движения колесных транспортных средств. Работы по улучшению алгоритмов управления этими системами постоянно ведутся многочисленными исследователями. Каждая из таких систем вносит свой вклад в повышение в целом активной безопасности автомобиля. Одним из резервов улучшения активной безопасности автомобиля является применение активного управления сходимением колес. Анализ развития систем управления сходимением колес показывает возрастающий интерес к использованию так называемого пассивного регулирования схождения колес, как переднего, так и заднего мостов автомобиля. Такое регулирование обеспечивается подбором кинематических связей в подвеске и в приводе рулевого управления и является функцией вертикальных перемещений колес автомобиля и положения рулевого колеса. Использование подобного метода регулирования текущих углов схождения при движении автомобиля ставит перед конструкторами задачи разработки сложных механических систем, например, многорычажных подвесок с кинематическими связями, обеспечивающими, с одной стороны, необходимые законы изменения углов схождения, с другой стороны — рациональную компоновку элементов подвески, их прочность и надежность. Исследования показали, что для безопасности автомобиля подобное регулирование недостаточно [1]. Таким образом, для развития систем активной безопасности автомобиля необходимо непрерывное активное управление сходимением колес в процессе движения автомобиля.

Цель работы — разработка и исследование алгоритма активного управления углами схождения колес автомобиля при движении.

Правильно отрегулированный в стационарных условиях угол схождения в идеальном случае при прямолинейном движении автомобиля по горизонтальной поверхности без боковой внешней силы должен обеспечить нулевой текущий угол схождения (при нулевом угле развала), т. е. параллельное расположение колес. Нерационально выбранный начальный (установочный) угол схождения обуславливает появление боковых сил, что вызывает снижение устойчивости автомобиля против заносов и ухудшение управляемости, повышение износа шин и сопротивления движению автомобиля, а также увеличение расхода топлива. Установочный угол схождения обеспечивает некоторые наиболее благоприятные средние значения текущего угла схождения для данных условий эксплуатации. В других условиях эксплуатации это значение установочного угла оптимальным не будет. Значения текущих углов схождения управляемого и неуправляемого мостов автомобиля существенно влияют на важнейшие качества автомобиля, характеризующие его активную безопасность и экономичность.

Последние 10-летия конструкторы мировых производителей приспособливают кинематику подвески для создания благоприятных углов схождения как управляемых, так и неуправляемых колес автомобиля. В настоящее время ведется интенсивная работа над созданием устройств, непрерывно регулирующих угол схождения в процессе движения [2–6].

Для улучшения устойчивости движения и управляемости автомобиля увеличивают угол поворота наружного колеса по сравнению со значениями, рассчитанными по Аккерману. Известно, что дополнительный поворот наружного колеса уменьшает радиус поворота и улучшает распределение боковых сил по наружному и внутреннему колесам. Однако встает вопрос: что следует понимать под улучшением распределения боковых сил по наружному и внутреннему колесам? На автомобиле СААБ-99 для улучшения устойчивости при прохождении поворотов с высокими скоростями наружное колесо поворачивается на больший угол, чем внутреннее. При повороте наружного колеса на угол, больший, чем угол

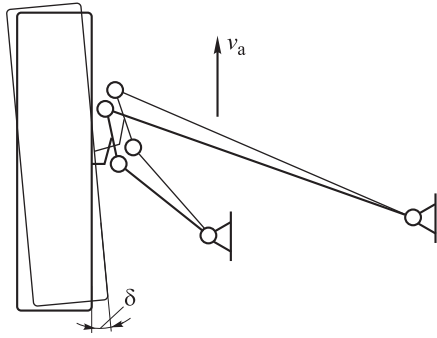


Рис. 1. Кинематическая коррекция угла схождения в передней подвеске автомобиля «Ауди-100»

внутреннего колеса, существенно увеличивается в положительную сторону текущий угол схождения колес рассматриваемой оси.

Для управления текущими углами схождения при движении автомобиля давно применяют пассивные средства регулирования, используя кинематические свойства подвесок. Например, большую часть времени движение автомобиля «Ауди-100» выпуска 1982 г. происходит при действии тягового усилия. Тяговые силы отжимают колеса в направлении движения автомобиля (рис. 1), стремясь изменить угол схождения  $\delta$  в положительную сторону до неблагоприятных значений. Под действием тяговых сил поперечный рычаг в подвеске получает угловое перемещение, которое компенсирует неблагоприятное изменение схождения колес.

Анализ исследований углов схождения колес позволяет сделать вывод о том, что дополнительное повышение устойчивости движения автомобиля можно осуществить, применяя непрерывное автоматическое управление текущим углом схождения колес. Параметрами, по которым можно управлять углом схождения, могут быть, например, интенсивность износа

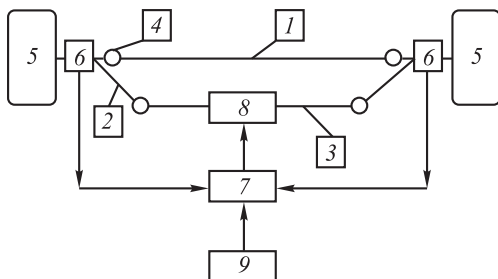


Рис. 2. Блок-схема САРС при прямолинейном движении автомобиля:

- 1 — мост; 2 — поворотный рычаг; 3 — поперечная полутяга; 4 — шарнир поворота управляемого колеса;
- 5 — автомобильное колесо; 6 — датчик боковой силы на колесе; 7 — блок управления; 8 — исполнительный механизм; 9 — источник энергии

шины или значение боковой силы, действующей на шину. Измерение текущей интенсивности износа шины не представляется практически реализуемым, поэтому предпочтительно измерять боковую силу.

Основные элементы системы автоматического регулирования угла схождения (САРС) управляемых колес при движении автомобиля по прямолинейной траектории без боковой внешней силы представлены на рис. 2.

При движении автомобиля по прямолинейной траектории появление боковых сил со значениями, существенно отличающимися от нуля, свидетельствует об ошибке угла схождения. Используя входные сигналы, поступающие от датчиков боковых сил колес в блок управления, последний вырабатывает команду для коррекции угла схождения, путем воздействия исполнительного механизма, изменяющего длину поперечной тяги. Система возвращает колеса в положение, соответствующее нулевому значению боковых сил, или, что то же самое, в положение, соответствующее нулевому (с ошибкой регулирования) значению угла схождения.

Математическое описание САРС основано на схематичном представлении механики этой системы (рис. 3). Принимая механическую часть системы регулирования симметричной, запишем уравнения движения одной половины этой системы. Полагая, что регулирование угла схождения осуществляется с помощью гидропривода, первым запишем дифференциальное уравнение движения поршня гидроцилиндра с приведенными к нему массами:

$$m_n y'' = F_{упр} + F_{тр} + F_{Мст},$$

где  $m_n$  — масса поршня и приведенных к нему элементов привода, включая массу колеса;  $y''$  — ускорение поршня;  $F_{упр}$  — управляющая сила, приложенная к поршню исполнительного гидроцилиндра;  $F_{тр}$  — сила трения в приводе, приведенная к поршню;  $F_{Мст}$  — сила, приведенная к

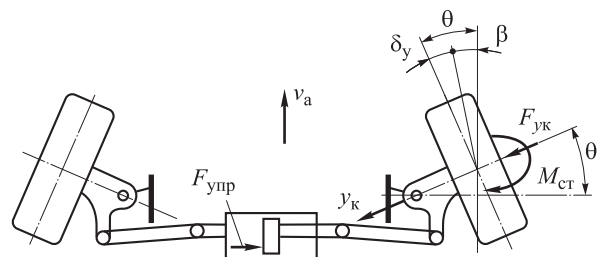


Рис. 3. Расчетная схема системы управления схождением при прямолинейном движении автомобиля

поршню гидроцилиндра, вызванная действием стабилизирующего момента  $M_{ст}$ .

Управляющая сила  $F_{упр}$  определяется как линейная функция боковой силы  $F_{ук}$ , действующей на колесо автомобиля:

$$F_{упр} = -cF_{ук} = -c_1 y_k.$$

Здесь  $c$ ,  $c_1$  — передаточные коэффициенты, определяющие интенсивность управляющей силы  $F_{упр}$ ;  $y_k$  — поперечная деформация шины колеса.

Сила вязкого сопротивления в приводе при перемещении поршня

$$F_{тр} = -ky',$$

где  $k$  — коэффициент неупругого сопротивления в системе;  $y'$  — скорость поршня.

Сила  $F_{M_{ст}}$ , вызванная действием стабилизирующего момента  $M_{ст}$ , рассчитывается по формуле

$$F_{M_{ст}} = M_{ст}/r.$$

Здесь  $r$  — плечо действия силы  $F_{M_{ст}}$  относительно оси поворота колеса.

Стабилизирующий момент представляем линейно связанным с углом увода (или с боковой силой, или с боковой деформацией шины)

$$M_{ст} = c_{ст} y_k,$$

где  $c_{ст}$  — коэффициент пропорциональности.

Второе дифференциальное уравнение получаем, рассматривая связь скорости поперечного перемещения центра колеса по отношению к точке контакта с дорогой со значением скорости  $v_a$  автомобиля и угла траектории колеса  $\beta$ :

$$y'_k = v_a \operatorname{tg} \beta.$$

Угол  $\beta$  можно представить в виде суммы:

$$\beta = \theta + \delta_y,$$

где  $\theta$  — угол поворота ступицы колеса. В рассматриваемой задаче он равен половине угла схождения;  $\delta_y$  — угол увода колеса, по определению это угол между главной плоскостью колеса и касательной к траектории движения колеса, движущегося без потери сцепления с дорогой. В качестве допущения принимаем связь между боковой силой и углом увода линейной, т. е.

$$\delta_y = -c_y F_{ук},$$

что с достаточной степенью достоверности соответствует реальности в условиях движения автомобиля по прямой. Здесь  $c_y$  — коэффициент увода колеса, величина, обратная обычно употребляемому коэффициенту сопротивления

боковому уводу колеса  $k_y = F_{ук}/\delta_y$ . В пределах малых углов поворота управляемых колес автомобиля считаем их пропорциональными перемещению поперечной рулевой тяги.

Пренебрегая значением стабилизирующего момента и учитывая, что аргумент тангенса не превышает значений  $5...6^\circ$ , получаем уравнения системы:

$$m_n y'' = -c_1 y_k - ky';$$

$$y'_k = v_a (c_2 y - c_3 y_k).$$

Здесь  $c_2$ ,  $c_3$  — коэффициенты пропорциональности.

Представим систему уравнений в следующем виде:

$$\begin{aligned} y'' + Ay' + By_k &= 0; \\ y'_k - Dy + Ey_k &= 0, \end{aligned} \quad (1)$$

где  $A = k/m_n$ ;  $B = c_1/m_n$ ;  $D = v_a c_2$ ;  $E = v_a c_3$ ;  $A, B, D, E > 0$ .

В результате решения приведенной системы уравнений [7, 8] при определенном сочетании параметров поперечная деформация шины и перемещение поршня гидроцилиндра определяются выражениями

$$\begin{aligned} y_{k(t)} &= \frac{a[\omega \exp(s_0 t) - \omega \exp(vt) \cos(\omega t)]}{\omega[(v-s_0)^2 + \omega^2]} + \\ &+ \frac{a(v-s_0) \exp(vt) \sin(\omega t)}{\omega[(v-s_0)^2 + \omega^2]}; \\ y_{(t)} &= \frac{a\omega(s_0 + E) \exp(s_0 t)}{D\omega[(v-s_0)^2 + \omega^2]} - \\ &- \frac{a\omega(s_0 + E) \exp(vt) \cos(\omega t)}{D\omega[(v-s_0)^2 + \omega^2]} + \\ &+ \frac{a[(v-s_0)(E+v) + \omega^2] \exp(vt) \sin(\omega t)}{D\omega[(v-s_0)^2 + \omega^2]}, \end{aligned}$$

где  $s_0$ ,  $\omega$ ,  $v$  — коэффициенты.

Структурная схема САРС представлена на рис. 4. Эта схема, в частности, может быть использована для решения рассматриваемой задачи во временной области.

Результаты выполненных расчетов процессов регулирования схождения колес при действии переменных продольных сил приведены на рис. 5. Кривые процессов, показанные на рис. 5, позволяют сравнить боковые силы, действующие на управляемые колеса при продольной силе, изменяющейся по синусоидальному

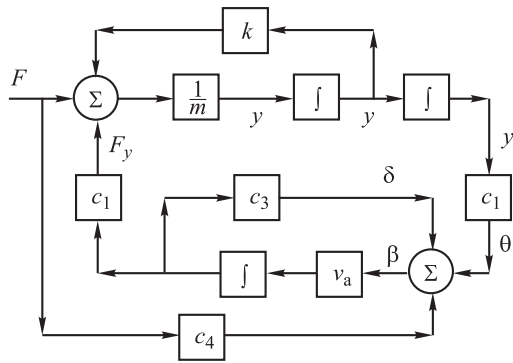


Рис. 4. Структурная схема САРС

закону, в условиях работы САРС и при отсутствии регулирования. На рисунке видно, что максимальные значения боковой силы  $F_y$  в условиях автоматического регулирования схождения не превышают 200...250 Н, в то время как без регулирования эти значения достигают 2 000 Н.

Расчеты боковых сил и других параметров при движении с действием тормозной силы на колесо при регулировании углами схождения

показывают, что в этом случае боковая сила, действующая на колесо, в рассмотренных вариантах расчета даже в максимальных значениях не превышает 80 Н, а средние значения в процессе роста тормозного усилия не более 40 Н, в то время как в случае нерегулируемого схождения боковая сила может достигать значения 1 800 Н.

Решая задачу в частотной области получаем соответствующие передаточные функции системы регулирования угла схождения управляемых колес автомобиля. В качестве примера ниже приведена передаточная функция перемещения поршня гидроцилиндра от продольного усилия, приложенного к колесу:

$$W_y(s) = \frac{y(s)}{F(s)} = \frac{s + c_3 v_a}{ms^3 + (mc_3 v_a + k)s^2 + kc_3 v_a s + c_1 c_2 v_a}$$

Результаты расчета устойчивости системы управления сходом колес автомобиля и протекания переходных процессов в системе представлены на рис. 6.

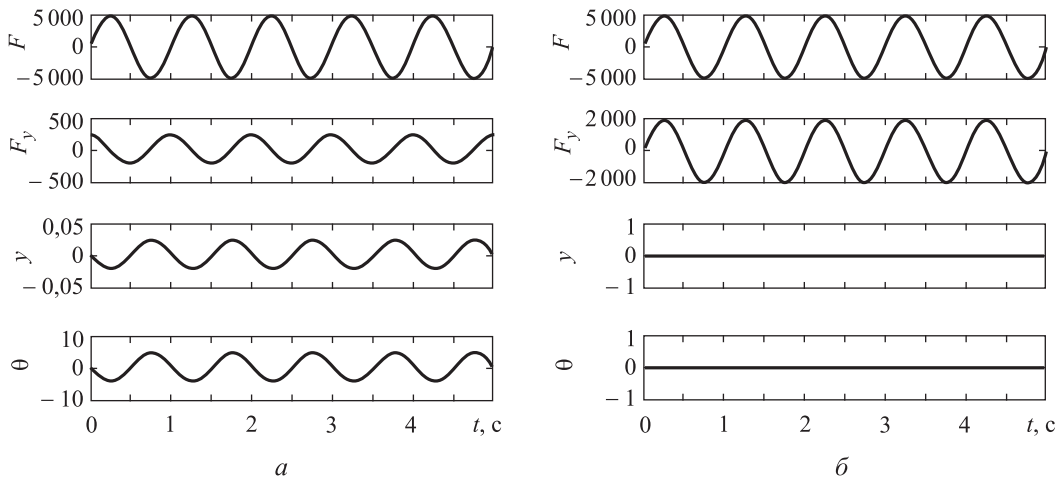


Рис. 5. Процессы регулирования углов схождения колес при действии переменных продольных сил на колесо моста с конечной жесткостью несущих элементов:

а — при управлении сходом; б — в отсутствие управления сходом;  $F$  — продольная сила сопротивления движению

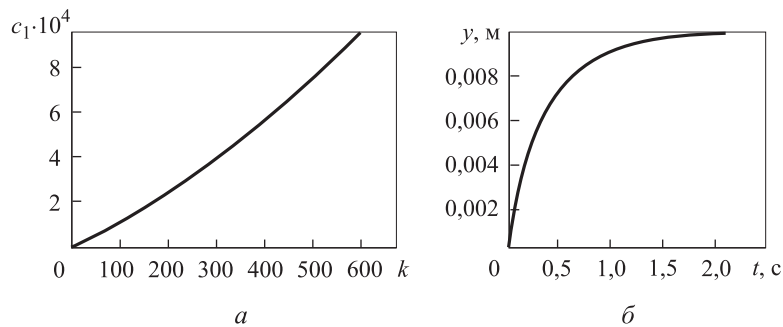


Рис. 6. Диаграмма устойчивости (а) и протекания переходных процессов (б) в системе управления сходом колес

Управление углом схождения колес автомобиля на режимах его движения под действием внешней боковой силы выполняется по принципам, отличным от принципов управления на режимах движения по прямой. От углов поворота колес автомобиля зависят две важнейшие его характеристики, формирующие траекторию движения автомобиля и влияющие на устойчивость этого движения:

1) курсовой угол, который можно определить, как полусумму углов поворота указанных колес  $\alpha = (\alpha_1 + \alpha_2) / 2$ ;

2) текущий угол схождения колес (который не равен полуразности упомянутых углов, как это имеет место при движении по прямой) можно рассчитывать как угол схождения при движении на вираже.

В криволинейном движении угол  $\delta$  схождения колес автомобиля следует определять как разность действительного угла  $\delta_d$  между реальными главными плоскостями колес одной оси в процессе движения автомобиля и теоретического угла  $\delta_{ct}$  между главными плоскостями колес, рассчитываемого в функции базы и колеи автомобиля из уравнения Аккермана, т.е. связанных с направлением траекторий движения колес:

$$\delta = \delta_d - \delta_{ct}.$$

Угол  $\delta_{ct}$  определяется в функции поворота рулевого колеса (или угла поворота одного из управляемых колес, или в функции перемещения какого-либо элемента подвижной системы, или в функции радиуса статического поворота). Этот угол обеспечивает качение колес без боковых сил, действующих на них, в случае движения автомобиля по кривой с бесконечно малой скоростью.

Задача определения рационального значения угла схождения в функции боковой силы в режиме движения автомобиля накатом решается на основе линейной теории увода. При движении по прямолинейной траектории под действием боковой (например, ветровой) нагрузки на автомобиль значения нормальных реакций дороги под левым и правым колесами управляемого моста определяются выражениями

$$F_{zл} = \frac{G}{2} + Y \frac{h}{B}; \quad F_{zп} = \frac{G}{2} - Y \frac{h}{B}.$$

Здесь  $F_{zл}$ ,  $F_{zп}$  — вертикальные реакции дороги под левым и правым колесами;  $Y$  — внешняя боковая сила, действующая на одну ось так, что  $Y = F_{yл} + F_{yп}$ ;  $G$  — суммарная реакция от дороги на колеса моста;  $B$  — колея;  $h$  — высота центра тяжести автомобиля.

Для ведомого управляемого моста, пренебрегая силами сопротивления качению, которые существенно меньше сил сцепления между дорогой и колесами, условием оптимальной устойчивости, определяемой углом схождения колес, является обеспечение соотношения  $F_{yл}/F_{yп} = F_{zл}/F_{zп}$ . При невыполнении этого условия одно из колес моста раньше другого достигает предела сцепления, за которым следует уменьшение коэффициента трения, по различным источникам до 30 %, и, следовательно, снижение боковой устойчивости моста.

Если пренебречь влиянием на боковую жесткость колес вертикальной, продольной и боковой нагрузок, то можно считать, что под действием внешней боковой силы  $Y$ , ввиду равенства поперечных жесткостей левого и правого колес и равенства боковых деформаций шин, боковые реакции должны быть равны и направлены в одну сторону, навстречу силе внешнего воздействия, т.е.  $F_{yл} = F_{yп}$  и  $F_{yл} = Y/2$ .

Схемы, поясняющие процесс формирования боковых сил на колесах с участием корректирующей силы, созданной введением угла схождения, представлены на рис. 7. При введении угла  $\delta$  схождения, отличного от нуля, создаются дополнительные составляющие  $\Delta Y_л$  и  $\Delta Y_п$ , которые, складываясь с реакциями  $F_{yл}$  и  $F_{yп}$ , дают новые значения полных боковых реакций и приводят к новому, требуемому соотношению этих реакций  $F_{yл} / F_{yп}$ . Значения корректирующей силы  $\Delta Y = |\Delta Y_л|$  для обеспечения требуемого соотношения боковых сил определяются выражением  $\Delta Y = Y^2 h / (GB)$  (рис. 8).

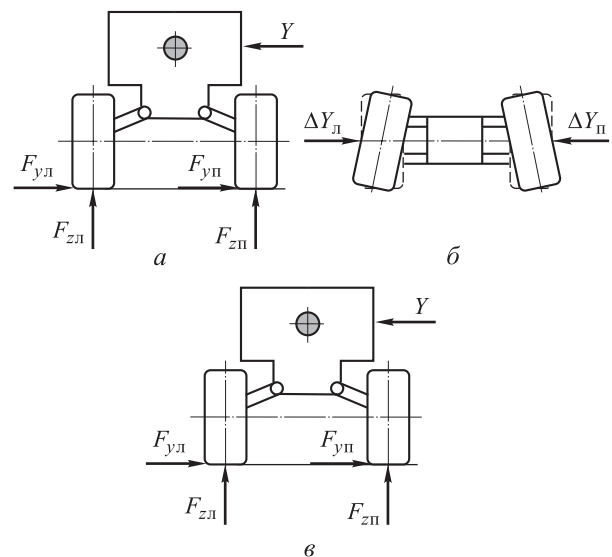


Рис. 7. Механизм регулирования боковых сил на колесах оси за счет регулирования схождения

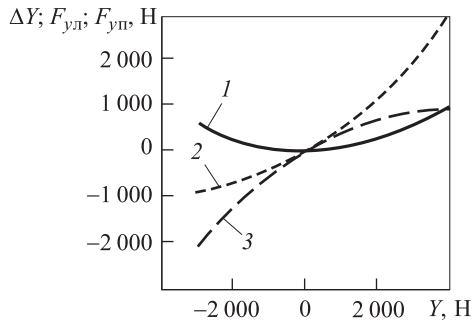


Рис. 8. Изменение корректирующей поперечной силы на колесах и собственно поперечных сил на них в функции внешней поперечной силы: 1 —  $\Delta Y$ ; 2 —  $F_{yл}$ ; 3 —  $F_{yп}$

Угол  $\delta$  схождения колес, при котором обеспечивается указанное выше соотношение боковых реакций на колесах, рассчитывается по формуле

$$\delta = 2Y^2h / (GBk_y).$$

В случае использования датчиков вертикальных усилий  $F_{zл}$  и  $F_{zп}$ , воспринимаемых левым и правым колесами, на выраже с достаточно низкой частотой процесса изменения радиуса поворота, при боковой ветровой нагрузке, на косогоре в первом приближении боковая сила пропорциональна разности  $F_{zл} - F_{zп}$ , т. е.

$$Y = c_Y (F_{zл} - F_{zп}).$$

Здесь  $c_Y$  — коэффициент пропорциональности. Таким образом, вместо измерения боковой силы с определенной эффективностью можно использовать сигнал, пропорциональный разности вертикальных реакций на колесах, или усилий в упругих элементах подвески. При движении автомобиля на выраже суммарные силы, действующие на левое и правое колеса в плоскости дороги в тормозном режиме определяются следующими выражениями:

$$P_{\Sigmaп} = \sqrt{(0,5Y - \Delta Y)^2 + P_T^2};$$

$$P_{\Sigmaл} = \sqrt{(0,5Y + \Delta Y)^2 + P_T^2},$$

где  $P_T$  — тормозное усилие.

Приняв в качестве условия наилучшей устойчивости равенство отношений суммарных сил в плоскости контакта левого и правого колес и их вертикальных реакций  $P_{\Sigmaл} / P_{\Sigmaп} = F_{zл} / F_{zп}$ , получаем равенство

$$\frac{\sqrt{(0,5Y + \Delta Y)^2 + P_T^2}}{\sqrt{(0,5Y - \Delta Y)^2 + P_T^2}} = \frac{\frac{G}{2} + \frac{Yh}{B}}{\frac{G}{2} - \frac{Yh}{B}}.$$

Отсюда приходим к уравнению

$$(A - B)\Delta Y^2 + (A + B)Y\Delta Y + (0,25Y^2 + P_T^2)(A - B) = 0.$$

Решая это уравнение относительно  $\Delta Y$ , получаем зависимость угла схождения в функции значения внешней боковой силы, действующей на автомобиль, и продольной силы, приложенной к колесам оси в плоскости контакта.

При программировании работы САРС в режиме движения на выраже в качестве параметра, по которому осуществляется регулирование угла схождения колес одной оси можно применить выражение

$$cr1 = F_{yл} / F_{yп} - F_{zл} / F_{zп}. \quad (1)$$

Алгоритм работы системы регулирования боковых сил на колесах одной оси автомобиля при движении с боковой внешней силой в соответствие с приведенными выше рассуждениями применен в САРС, описываемой системой уравнений

$$m_{п}y'' = -c_1 \left( \frac{F_{yл}}{F_{yп}} - \frac{F_{zл}}{F_{zп}} \right) - ky';$$

$$y'_к = v_a (c_2 y - c_3 y_к).$$

Решение вопросов автоматического регулирования углов схождения колес при прямолинейном движении автомобиля без боковой нагрузки или при прямолинейном движении с боковой нагрузкой, а также на выраже в рассмотренном аспекте, т.е. при регулировании по боковым силам в предположении  $F_{yл} = F_{yп}$  или  $F_{yл} / F_{yп} = F_{zл} / F_{zп}$ , являются частными решениями, каждое из которых в отдельности не дает должной эффективности системы. Следующий шаг должен быть сделан в направлении совмещения двух рассмотренных выше алгоритмов: алгоритма управления сходимением для движения на прямой без внешних боковых сил и алгоритма управления сходимением для прямолинейного движения под действием боковой силы и для движения по криволинейной траектории. Более удобная схема САРС отличается применением в качестве параметра, по которому происходит регулирование, математического выражения, не содержащего знаменателя. Это выражение получено из формулы (1) путем приведения правой части выражений к общему знаменателю и использованию выражения найденного в числителе. Такой параметр обеспечивает выполнение управления сходимением

колес как в режиме движения без внешней боковой силы, так и с ней.

В новой схеме вместо приведенных ранее отношений вычисляются произведения  $F_{yл}F_{zп}$  и  $F_{yп}F_{zл}$ , разность которых и определяет направление и интенсивность необходимой управляющей силы  $cr_2 = F_{yл}F_{zп} - F_{yп}F_{zл}$ , т. е. параметр, по которому производится регулирование. Тогда математическая модель САРС описывается следующей системой уравнений:

$$m_n y'' = -c_1 (F_{yл}F_{zп} - F_{yп}F_{zл}) - ky';$$

$$y'_k = v_a (c_2 y - c_3 y_k).$$

Ниже приведены примеры расчета функционирования этой системы управления схождение колес. Процессы вариации боковых сил на колесах одного моста под действием постоянной боковой внешней силы представлены на рис. 9. Произвольно заданные значения боковых сил  $F_{yл}$  и  $F_{yп}$ , сумма которых в начальный момент составляет  $(F_{yл} + F_{yп}) = 400$  Н, в результате работы системы управления распределяются пропорционально вертикальным нагрузкам  $F_{zл}$  и  $F_{zп}$  на колесах.

Процессы, выполняемые этой же системой, по снижению симметричных (оппозитных) боковых сил  $(F_{yл} + F_{yп}) = 0$ , заданных противоположными по знаку значениями, до минимального значения, т. е. до нуля, показаны на рис. 10.

Процессы при прямолинейном движении автомобиля при нулевых значениях продольных сил и постоянном значении внешней боковой

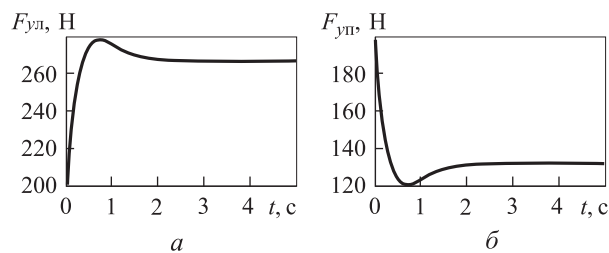


Рис. 9. Процессы вариации боковых сил на левом и правом колесах одной оси при произвольно заданных их начальных значениях

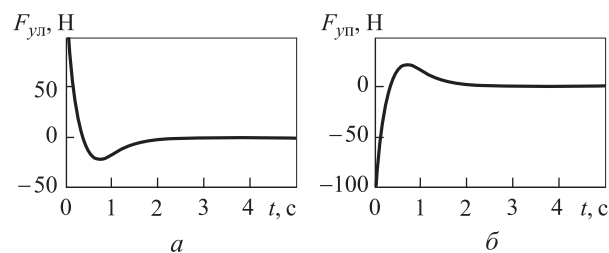


Рис. 10. Процессы вариации боковых сил при начальных произвольных симметрично заданных значениях

вой силы на колесе 2 и переменной боковой силе на колесе 1 представлены на рис. 11. Боковая внешняя сила на втором колесе оси задана постоянной  $F_{y0п} = -100$  Н, боковая сила  $F_{y0л}$  на первом колесе меняет свое значение от +100 до -100 Н. В результате в начале расчета суммарная боковая сила равна или близка к нулю. Система стремится обе боковые силы свести практически к нулю. В конце расчета суммарная боковая сила  $(F_{y0л} + F_{y0п})$  стремится к значению 200 Н, которое распределяется по колесам в соответствии с вертикальными реакциями на них. Поскольку  $F_{zл} = 800$  Н и  $F_{zп} = 400$  Н, то значение боковой реакции первого колеса оказывается в 2 раза больше значения соответствующей реакции на втором колесе.

В современных конструкциях задних мостов легковых автомобилей («Рено», БМВ) нередко применяются рулевые приводы для управления углом поворота задних колес. Такой рулевой привод сравнительно легко модернизируется для регулирования схождение колес моста. Пока для управления углами схождения колес конструкторы ограничиваются введением регулируемых элементов в направляющем аппарате задних подвесок.

Реализацию рассмотренных в работе методов управления углами схождения колес затрудняет сложность измерения боковых сил на колесе [9]. Пока не найдено приемлемого способа осу-

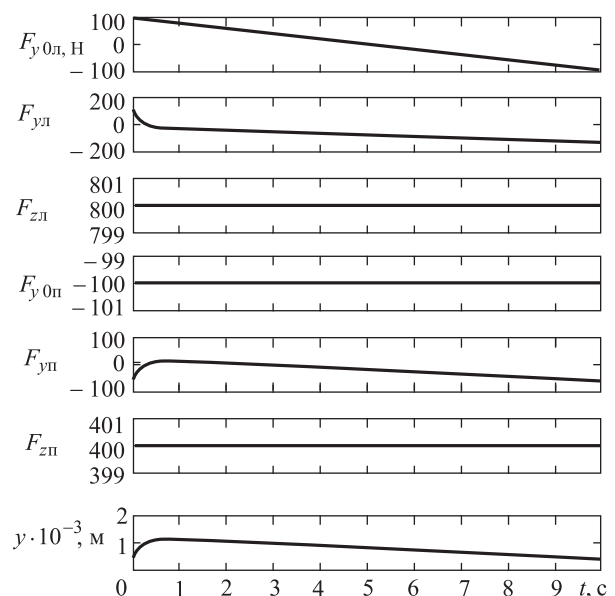


Рис. 11. Процессы при прямолинейном движении автомобиля в отсутствие продольных сил и при постоянном значении внешней боковой силы на колесе 2 и переменной боковой силе на колесе 1. Вертикальные реакции постоянны,  $F_{zл} = 800$  Н,  $F_{zп} = 400$  Н



ществления таких измерений. Фактически, в современных решениях систем управления схождение колес непосредственное измерение боковых сил на колесах заменяют опосредованным измерением — измерением скорости движения автомобиля и радиуса поворота автомобиля (через угол поворота рулевого колеса) [2, 5, 6]. Расчеты показывают, что при прямолинейном движении автомобиля с боковым ветром более высокую устойчивость движения автомобиля можно создать за счет управления сходом колес. Способ опосредованных измерений не позволяет выполнить это. Следовательно, более эффективен рассмотренный способ управления сходом колес с измерением боковых сил, действующих на колесо.

## Выводы

1. Управление сходом колес автомобиля в режиме движения по прямолинейной и по

криволинейной траекториям выполняется по различным алгоритмам.

2. Управление сходом колес в режиме движения автомобиля по прямолинейной траектории без боковой нагрузки и с боковой нагрузкой реализуется по различным алгоритмам.

3. Управление сходом колес в режиме движения автомобиля по прямолинейной траектории с боковой внешней нагрузкой и по криволинейной траектории выполняется по одному алгоритму.

4. Возможно использование параметра, регулирования по которому обеспечивает управление сходом колес на режимах движения по прямолинейной траектории без внешней боковой нагрузки и с внешней боковой нагрузкой.

5. В системе управления сходом колес желательное использование сигналов датчиков боковых сил, действующих на них, или датчиков боковой деформации колес.

## Литература

- [1] Чайковский И.П., Саломатин П.А. *Рулевые управления автомобилей*. Москва, Машиностроение, 1987. 176 с.
- [2] Yoshiyuki Yasui. *Steering mechanism with toe-in control*. Patent US no. 5141069, 1992.
- [3] Белоусов Б.Н., Морозов М.В., Купреянов А.А., Выгонный А.Г., Колесникович А.Н. Учет трибологических свойств эластомеров подсистемы «шина-опорная поверхность» — путь к улучшению тягово-сцепных свойств автомобильных шин. *Сб. науч. тр. V Белорусского конгресса по теоретической и прикладной механике. Механика-2011*. Минск, 26–28 октября 2011, т. 1, с. 111–119.
- [4] Рязанцев В.И. *Активное управление сходом колес автомобиля*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. 212 с.
- [5] Unkoo Lee, Sangho Lee, Alexandre Catala. *A new 4WS concept for Hyundai Sonata*. Available at: [http://www.autofocusasia.com/engine\\_chassis\\_systems/active\\_geometry\\_control\\_system.htm](http://www.autofocusasia.com/engine_chassis_systems/active_geometry_control_system.htm) (дата обращения 23 июня 2014).
- [6] Lee S., Sung H., Lee U. The development of active geometry control suspension (AGCS) system. *SAE Technical Papers*, 2005 SAE World Congress, Detroit, MI, United States, 11 April 2005 through 14 April 2005, Code 90257.
- [7] Копаев А.В., Рязанцев В.И. Математическое моделирование системы автоматического регулирования угла схождения колес автомобиля. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Естественные науки*, 2004, № 3(14), с. 10–18.
- [8] Копаев А.В., Соболев С.К. Графическое и аналитическое исследование комплексных корней кубического уравнения с одним параметром. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2013, № 5(17). URL: <http://engjournal.ru/catalog/pedagogika/hidden/741.html> (дата обращения 23 июня 2014).
- [9] Рассоха В.И., Исайчев В.Т., Бондаренко Е.В. Устройство контроля и регулирования схождения управляемых колес АТС в процессе движения. *Автомобильная промышленность*, № 5, 2009, с. 21–23.

## References

- [1] Chaikovskii I.P., Salomatina P.A. *Rulevye upravleniia avtomobilei* [Steering car]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1987. 176 p.

- [2] Yoshiyuki Yasui. *Steering mechanism with toe-in control*. Patent US no. 5141069, 1992.
- [3] Belousov B.N., Morozov M.V., Kupreianov A.A., Vygonnyi A.G., Kolesnikovich A.N. Uchet tribologicheskikh svoystv elastomerov podsystemy «shina–opornaia poverkhnost'» – put' k uluchsheniiu tiagovo-stsepnnykh svoystv avtomobil'nykh shin [Accounting tribological properties of elastomers subsystem «tire-footprint» – a way to improve traction properties of tires]. *Sbornik nauchnykh trudov 5 Belorusskogo kongressa po teoreticheskoi i prikladnoi mekhanike Mekhanika-2011* [Collection of Scientific Papers 5 Belarusian Congress of Theoretical and Applied Mechanics-2011]. Minsk, 26–28 October 2011, vol. 1, pp. 111–119.
- [4] Riazantsev V.I. *Aktivnoe upravlenie skhozhdeniem koles avtomobilia* [Active control of the wheel alignment of the vehicle]. Moscow, Bauman Press, 2007. 212 p.
- [5] Unkoo Lee, Sangho Lee, Alexandre Catala. *A new 4WS concept for Hyundai Sonata*. Available at: [http://www.autofocusasia.com/engine\\_chassis\\_systems/active\\_geometry\\_control\\_system.htm](http://www.autofocusasia.com/engine_chassis_systems/active_geometry_control_system.htm) (accessed 23 June 2014).
- [6] Lee S., Sung H., Lee U. The development of active geometry control suspension (AGCS) system. *SAE Technical Papers*, 2005 SAE World Congress, Detroit, MI, United States, 11 April 2005 through 14 April 2005, Code 90257.
- [7] Kopaev A.V., Riazantsev V.I. Matematicheskoe modelirovanie sistemy avtomaticheskogo regulirovaniia ugla skhozhdeniia koles avtomobilia [Mathematical Modeling of System for Automatic Regulation of Toe-in Angle of Car Steerable Wheels]. *Vestnik MGTU im. N.E. Baumana. Ser. Estestvennye nauki* [Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Natural Sciences]. 2004, no. 3(14), pp. 10–18.
- [8] Kopaev A.V., Sobolev S.K. Graficheskoe i analiticheskoe issledovanie kompleksnykh kornei kubicheskogo uravneniia s odnim parametrom [Graphical and analytical study of complex roots of the cubic equation with a parameter]. *Inzhenernyi zhurnal: nauka i innovatsii* [Engineering Journal: Science and Innovations]. 2013, issue 5. Available at: <http://engjournal.ru/catalog/pedagogika/hidden/741.html> (accessed 23 June 2014).
- [9] Rassokha V.I., Isaichev V.T., Bondarenko E.V. Ustroistvo kontroliia i regulirovaniia skhozhdeniia upravliaemykh koles ATS v protsesse dvizheniia [Device control and regulation of the convergence of the steered wheels ATS in motion]. *Avtomobil'naia promyshlennost'* [Automotive industry]. 2009, no. 5, pp. 21–23.

Статья поступила в редакцию 30.06.2014

## Информация об авторе

**РЯЗАНЦЕВ Виктор Иванович** (Москва) — доктор технических наук, профессор кафедры «Колесные машины». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: ryazantsev1@yandex.ru).

## Information about the author

**RYAZANTSEV Viktor Ivanovich** (Moscow) — Dr. Sc. (Eng.), Professor of «Wheeled Vehicles» Department. Bauman Moscow State Technical University (BMSTU, building 1, 2-nd Baumanskaya str., 5, 105005, Moscow, Russian Federation, e-mail: ryazantsev1@yandex.ru).