

Глава 4. Теория движения колеса

Перечень обозначений, входящих в формулы главы «Теория движения колеса»

a – ширина профиля обода;
 b – высота закраины обода;
 $B_{ш}$ – ширина профиля шины в эксплуатации;
 B – ширина профиля шины;
 d_1 – диаметр обода (номинальный);
 D – наружный диаметр шины;
 D_{max} – максимальный наружный диаметр шины;
 ET – вылет дискового колеса;
 H – высота профиля шины;
 L_R – база автомобиля;
 Q – серийность шины;
 U – развертка шины;
 n_{τ} – снос боковой реакции;
 r_s – радиус поворота по центру масс;
 $r_{д}$ – динамический радиус колеса;
 $r_{ст}$ – статический радиус колеса;
 $r_{к}$ – кинематический радиус колеса (радиус качения колеса);
 n_a – вылет оси поворота;
 r – плечо продольной силы в пятне контакта шины;
 s_3 – прогиб шины на стоящем автомобиле;
 U – развертка шины;
 Gg – полная масса автомобиля;
 m_h – масса, приходящаяся на заднюю ось;
 m_v – масса, приходящаяся на переднюю ось;
 M_h – величина неподрессоренных масс, приходящихся на заднюю ось;
 m_{1v} – половина неподрессоренных масс спереди;
 Mv – величина неподрессоренных масс, приходящихся на переднюю ось;
 m_{1h} – половина поддрессоренных масс над передней (задней) осью;
 t_R – допустимая масса, приходящаяся на шину;
 m_{gG} – допустимая полная масса автомобиля;
 m_A – масса буксируемого прицепа;
 F_0 – тяговая сила в контакте обоих колес;
 F_{av} – тяговая сила в контакте передних колес;
 F_{ah} – тяговая сила в контакте задних колес;
 F_{bh} – тормозная сила в контакте обоих задних колес;
 F_{bv} – тормозная сила в контакте обоих передних колес;
 $F_{ц.б.}$ – центробежная сила;
 F_L – продольная сила;
 F_n – нормальная (вертикальная) сила в контакте колеса;
 ΔF_n – колебание вертикальной силы;
 F_b – сила сопротивления качению или сила трения;

F_s – боковая сила в контакте колеса;
 m_g – полная масса автомобиля;
 m_h – масса автомобиля, приходящаяся на заднюю ось;
 m_v – масса автомобиля, приходящаяся на переднюю ось;
 W_R – сила сопротивления качению;
 W_L – сила аэродинамического сопротивления;
 M_k – крутящий момент на колесе;
 M_L – возвратный момент на рулевом колесе;
 c_1 – жесткость шины при имеющемся на автомобиле давлении;
 c – жесткость шины при нормальном давлении p_R ;
 p_R – номинальное давление воздуха в шине при экономичной или максимальной грузоподъемности;
 p – имеющееся на автомобиле давление в шине;
 M_L – стабилизирующий момент на управляемом колесе;
 k_A – коэффициент увеличения жесткости шины при качении;
 k_B – поправочный коэффициент для статической жесткости шины;
 k_F – поправочный коэффициент для динамической жесткости шины;
 k_M – поправочный момент для возвратного момента, учитывающий сцепление;
 k_R – коэффициент сопротивления качению;
 k_U – поправочный коэффициент для развертки шины;
 α_h – угол увода шины на задних колесах;
 α_v – угол увода шины на передних колесах;
 β_m – средний угол поворота колес;
 γ_0 – развал колеса при конструктивном положении автомобиля и направления колес;
 γ_a – развал наружного повернутого колеса;
 γ_i – развал внутреннего повернутого колеса;
 λ_L – проскальзывание в продольном направлении, %;
 λ_S – проскальзывание в боковом направлении, %;
 μ_G – коэффициент бокового скольжения;
 μ_k – коэффициент сцепления в продольном направлении;
 μ_L – коэффициент сцепления при заблокированном колесе в продольном направлении;
 μ_R – результирующий коэффициент сцепления из μ_k и μ_s ;
 μ_s – коэффициент бокового сцепления на катящемся колесе;
 a – ускорение, замедление, м/с²;
 D_R – демпфирование шины;
 P_R – мощность сопротивления качению, кВт;
 v – скорость км/ч или м/с

4.1. Действительный, и теоретический радиус катящегося колеса

Колесо с пневматической шиной является двигателем автомобиля.

У автомобильного колеса с пневматической шиной различают:

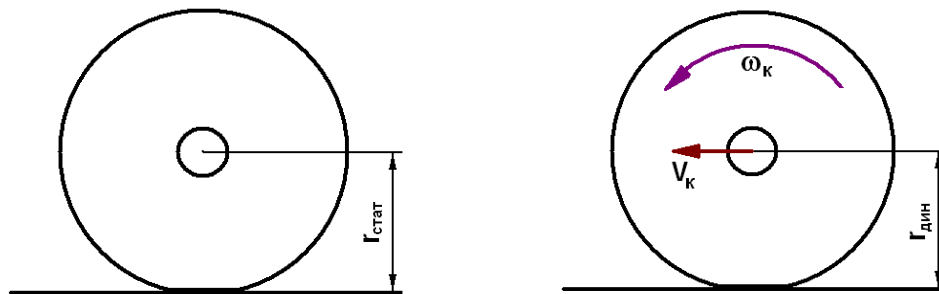


Рис. 4.01. Статический, динамический и кинематический радиус качения колеса.

- Статический радиус ($r_{ст}$) – расстояние от оси неподвижного колеса до опорной поверхности;
- Динамический радиус ($r_{д}$) – расстояние от оси катящегося колеса до опорной поверхности дороги;
- Радиус качения ($r_{к}$), или кинематический радиус колеса – отношение линейной скорости оси колеса к его угловой скорости.

$$r_{к} = \frac{V_{к}}{\omega_{к}} \quad 4.01.$$

Где:

$V_{к}$ – линейная скорость оси вращения колеса, м/с

$\omega_{к}$ – окружная скорость вращения колеса, c^{-1}

Статический радиус определяют по таблицам «Параметры автомобильных шин», где имеются данные для шин при рекомендованном заводом изготовителем давлении воздуха и приложенной вертикальной нагрузке.

Если известны номинальные размеры шин, то по диаметру обода (d) в метрах, ширине профиля шины ($B_{ш}$) в метрах, рассчитывают статический радиус по формуле:

$$r_c = 0,5 * d + \lambda_{ш} * B_{ш} \quad 4.02.$$

Где:

$\lambda_{ш}$ – коэффициент смятия, учитывающий уменьшение высоты профиля шины из-за смятия под нагрузкой.

Для стандартных шин легковых автомобилей $\lambda_{ш} = 0,84 \dots 0,88$;

Для шин грузовых автомобилей $\lambda_{ш} = 0,89 \dots 0,90$.

Радиус качения, как правило, определяют экспериментально. С этой целью измеряют путь (S), пройденный колесом за несколько его полных оборотов (n_k), а затем рассчитывают радиус качения по формуле

$$r_k = \frac{S}{2 * \pi * n_k} \quad 4.03.$$

Радиусы статический, динамический и качения одного и того же колеса зависят от вертикальной нагрузки, действующей на колесо, давления воздуха в шине. Динамический радиус зависит, кроме того, от скорости автомобиля и передаваемого крутящего момента для колеса, работающего в ведущем режиме.

При увеличении скорости движения автомобиля динамический радиус увеличивается, а при увеличении крутящего момента, передаваемого от двигателя через трансмиссию – незначительно уменьшается.

4.2. Характеристика качения автомобильных шин.

Жесткость шин и параметры, влияющие на жесткость шин.

Величина жесткости шины учитывается при расчете колебаний и их гашения (демпфирования) при проектировании жесткости подвески автомобиля и подборе прибора, гасящего эти колебания (амортизатора). Чем больше жесткость шины, тем больше требуется демпфирование, и тем больше испытывают нагрузки детали подвески колес автомобиля.

Статической жесткостью шины называют отношение изменения вертикальной нагрузки ΔF_n к изменению перемещения Δs оси колеса автомобиля.

Статическую жесткость можно определить по формуле:

$$c_1 = \frac{\Delta F_n}{\Delta s} \quad 4.04.$$

Где:

c_1 – статическая жесткость шины, Н/мм;

ΔF_n – изменение вертикальной нагрузки, приходящейся на колесо, Н;

Δs – прогиб протектора шины, равный перемещению оси колеса в вертикальном направлении, мм.

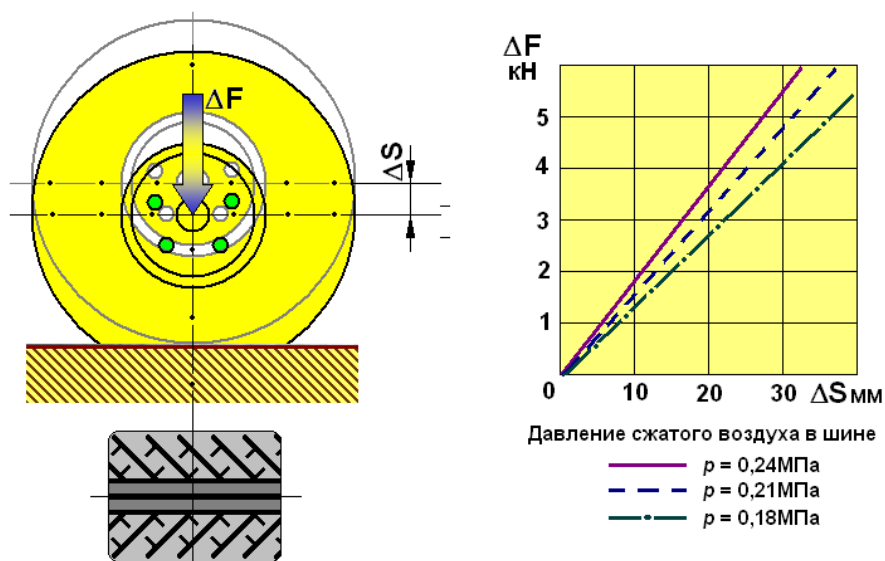


Рис. 4.02. Определение статической жесткости шин и график зависимости жесткости шины от давления сжатого воздуха в шине.

Как видно из графика, приведенного на рисунке 4.02, жесткость шины в немалой степени зависит от давления воздуха в ней. Между давлением воздуха и жесткостью шины существует линейная зависимость, то есть с увеличением давления воздуха в шине наблюдается пропорциональное увеличение жесткости шины.

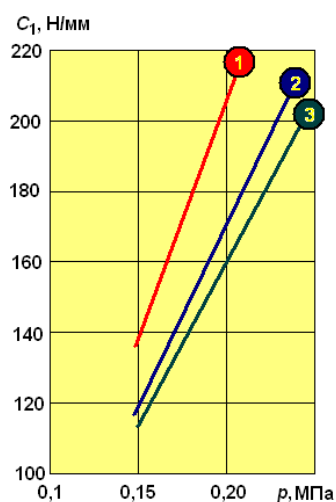


Рис. 4.03. Зависимость жесткости от давления воздуха, замеренная на нескольких бескамерных шинах одинакового размера.
 1 – диагональная шина 6,15- 4PR;
 2 – радиальная шина 155-R 13 S со стальным кордом;
 3 – радиальная шина 155-R 13 S с текстильным кордом.

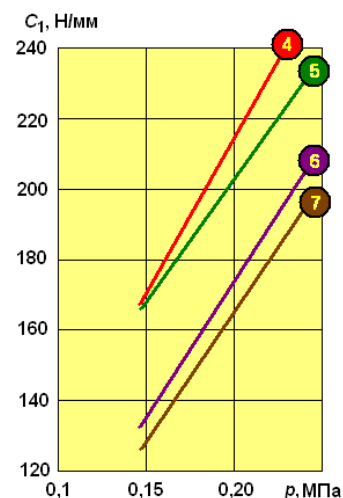


Рис. 4.04. Жесткость шины с одинаковой разверткой серии 60, 70 и 82.
 1 – 215/60 R 15V, материал корда - сталь;
 2 – 185/70 R 15H (стальной корд);
 3 – 165 R 15H (стальной корд);
 4 – 156 R 15H с текстильным кордом

Большое влияние на статическую жесткость шины оказывает её конструктивные особенности. Испытания шин при одинаковых её размерах показывают, что наибольшей статической жесткостью обладают шины диаго-

нальной конструкции. Жесткость радиальных шин в любом случае меньше жесткости диагональных шин, но её величина зависит от типа применяемого корда.

На приведенных графиках видно, что жесткость диагональной шины выше жесткости радиальной, даже с условием применения в качестве каркаса стального корда. Наличие текстильного корда в радиальной шине делает её наиболее мягкой.

На жесткость шины существенно влияет конструкция шины, в частности, её серийность. График, приведенный на рисунке 4.03. показывает, что при одинаковой развертке испытуемых шин самой жесткой является шина серии 60. Поясним, что разверткой шины называют длину пути шины, пройденный за один её полный оборот вокруг оси вращения.

Это значит, что установка широкопрофильных шин должно сопровождаться ответным увеличением податливости элементов подвески и увеличением демпфирования возрастающих от применения более жестких шин колебаний.

Под силу, рассчитав жесткость шины, подобрать соответствующую жесткость амортизаторов, при этом, учесть податливость упругих элементов подвески, доступно далеко не каждому, поэтому предприятия-производители не рекомендуют производить каких-либо переделки в подвеске и ограничивают применение шин по типоразмерам.

Зависимость жесткости шины от рисунка протектора обуславливается желанием увеличить сцепные свойства зимних шин повышенного сцепления M & S, которые имеют примерно на 10% меньшую жесткость по сравнению со стандартными шинами того же типоразмера, однако предписанное повышение давления на 0,05 МПа для таких шин повышает их жесткость.

В идеале шина должна обладать одинаковой жесткостью по всей окружности беговой дорожки, однако характеристика качения шины обусловлена возможной силовой неоднородностью шины. Это может привести к «подпрыгиванию» колеса в диапазоне его собственных частот колебаний, которые наступают при частоте вращения $n_1 = 600 \text{ мин}^{-1}$ (об/мин).

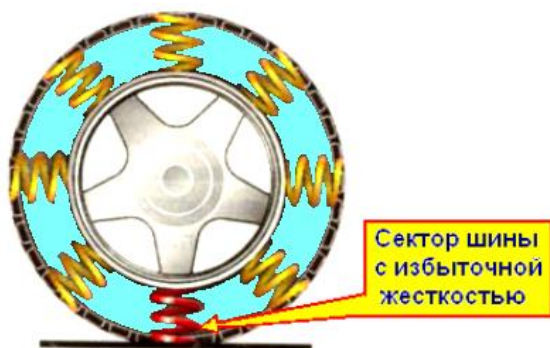


Рис 4.05. Наличие участка с избыточной или недостаточной жесткостью делает езду дискомфортной, подвеска колес при каждом обороте колеса вынуждена совершать колебательные движения в вертикальном направлении, что сказывается на её работоспособности. При высоких скоростях движения возможен резонанс, при котором колесо будет «подпрыгивать», несмотря на старания амортизатора погасить вертикальные колебания.

Сопротивление качению при прямолинейном движении.

Находящееся в покое колесо не испытывает никаких внешних сил, кроме вертикальной нагрузки, равной весу части автомобиля, приходящейся на это колесо. При движении автомобиля кроме вертикальной силы возникают продольные и поперечные силы, причем продольная сила может быть направлена как по ходу движения, так и против хода движения автомобиля. Поперечная сила возникает при движении по косогору или в результате действия бокового ветра. При движении автомобиля всегда будет присутствовать сила сопротивления качению.

Величина силы сопротивления качению колеса зависит от состояния дорожного покрытия и деформации катящейся шины. Во время качения эластичная шина деформируется и между слоями резины возникает трение, которое приводит к выделению тепла. Выделившаяся теплота рассеивается в окружающую среду, поэтому при движении происходит некоторая потеря энергии.

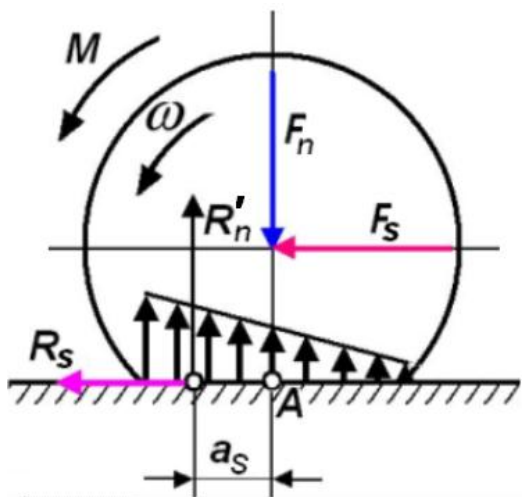


Рис. 4.06. Причина появления силы сопротивления качению

Движение колеса может происходить в результате приложения продольной силы F_s или момента M . При качении колеса, нагруженного вертикальной силой F_n , с угловой скоростью ω происходит деформация эластичной шины в пятне контакта колеса с дорогой. Вертикальная сила F_n приложенная к оси вращения колеса может быть перенесена вдоль линии её приложения в точку A , являющуюся серединой пятна контакта шины с дорогой.

На рисунке показана эпюра (разложение) реакции материала шины на действие внешних сил, действующих на каждую произвольно взятую точку пятна контакта. Действительно, в передней части пятна контакта вертикальная нагрузка по направлению противоположна направлению деформации шины, так как в этой точке происходит смятие шины, а в задней части пятна контакта происходит распрямление ранее деформированной (смятой) шины. Если рассредоточенную (распределенную) нагрузку заменить её равнодействующей, то точка приложения этой силы R'_n будет смещена по ходу движения колеса на некоторое расстояние a_s .

В результате этого смещения точки приложения нормальной реакции R'_n , возникает момент сопротивления вращению колеса $R'_n \cdot a_s$, направленный в сторону, противоположную направлению вращения. Следовательно, для уравновешивания этого момента к колесу следует приложить либо крутящий момент M , если это колесо ведущее, либо толкающую силу F_s , которая образует момент $F_s \cdot r_k$.

Составив уравнение моментов сил относительно точки A получим:

$$F_s * r_k = R'_n * a_s \quad 4.05.$$

Откуда продольная сила, необходимая для обеспечения равномерного движения колеса:

$$F_s = \frac{R'_n * a_s}{r_k} = R'_n \frac{a_s}{r_k} \quad 4.06.$$

Отношение a_s/r_k называют коэффициентом сопротивления качению и обозначают буквой k_R .

$$k_R = \frac{a_s}{r_k} = \frac{F_s}{R'_n} \quad 4.07.$$

Таким образом, коэффициент сопротивления качению численно равен отношению силы, вызывающей равномерное качение колеса, к нормальной реакции дороги.

Это значит, что сила сопротивления качению колеса W_R численно равна:

$$W_R = F_s = k_R * R'_n \quad 4.08.$$

Момент сопротивления качению колеса будет равен:

$$M_k = W_R * r = k_R * R'_n * r \quad 4.09.$$

Если не учитывать влияние динамических нагрузок, то на горизонтальной дороге реакция R'_n равна части веса автомобиля, приходящаяся на это колесо G_k , а сила сопротивления качению этого колеса соответственно будет равна:

$$W_R = k_R * G_k \quad 4.10.$$

Если коэффициент сопротивления качению колеса принять равным для всех колес автомобиля, получим силу сопротивления качению колес автомобиля по горизонтальной дороге

$$W_R = k_R * G \quad 4.11.$$

При скорости движения автомобиля до 10...15 м/с коэффициент сопротивления качению можно считать постоянным. В случае же движения с большей скоростью коэффициент сопротивления качению увеличивается, так как деформированная в результате восприятия вертикальной нагрузки шина из-за высокой скорости вращения не успевает полностью распрямиться в пределах пятна контакта шины с дорогой, вследствие чего, колесу возвращается не вся запасенная в результате упругой деформации энергия. Кроме того, при повышении скорости деформации возрастает внутреннее трение в слоях шины, также вызывающее увеличение коэффициента k_R .

Для определения коэффициента сопротивления качению в зависимости от скорости v пользуются следующими эмпирическими формулами:

Для дорог с удовлетворительным качеством покрытия:

$$k_R = k_{R0} * (1 + \frac{v^2}{1500}) \quad 4.12.$$

где:

k_{R0} – коэффициент сопротивления качению при движении автомобиля с малой скоростью.

Таблица 2.03. Значения коэффициентов сопротивления качению.

Вид и состояние дорожного покрытия	k_{R0} при $v < 15\text{м/с}$	k_{Rcp}
Асфальтобетонное или цементобетонное шоссе в состоянии:	0,014	0,014...0,018
отличном		
удовлетворительном	0,018	0,018...0,020
Булыжная мостовая	0,025	0,023...0,025
С гравийным покрытием	0,020	0,020...0,025
Грунтовая дорога:	-	0,020...0,035
Сухая укатанная		
После дождя	-	0,050...0,150
Песок	-	0,010...0,300
Укатанный снег	-	0,070...0,100

При движении автомобиля по дороге с асфальтобетонным или цементобетонным покрытием отличного качества применяют формулу:

$$k_R = \frac{(32 + v)}{2800} \quad 4.13.$$

При движении автомобиля по дороге с твердым покрытием сопротивление качению увеличивается при снижении давления воздуха в шине. Сила сопротивления качению ведущего колеса немногим больше ведомого, так как при передаче крутящего момента шина деформируется не только в вертикальном, но и в горизонтальном направлении (по окружности).

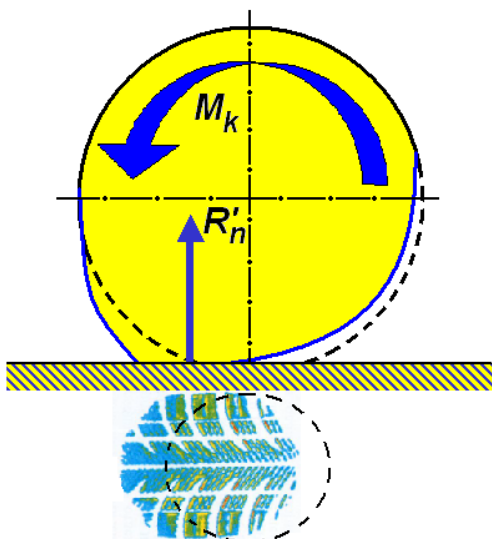


Рис. 4.07. Деформация шины ведущего колеса в продольном направлении.

Радиальная шина, снабженная жестким поясом расположенным под протектором, обладает меньшей податливостью в продольном направлении, чем диагональная шина, однако при движении в повороте, когда возникает значительная боковая сила, радиальная шина обладает большей податливостью в поперечном направлении, чем диагональная шина. Продольную деформацию шины учитывают при выборе углов установки колес и геометрии подвески.

При движении автомобиля по микро- и макро-неровностям дороги создается дополнительное сопротивление движению автомобиля, связанное с колебанием его колес, осей и кузова. Во время этих колебаний происходит рассеивание энергии в шине и деталях подвески. Потери энергии обычно

учитываются в виде дополнительного увеличения коэффициента сопротивления качению k_R , которое примерно пропорционально квадрату скорости движения автомобиля v^2 .

Учитывая множество факторов, влияющих на коэффициент k_R , для расчетов пользуются его средним значением k_{Rcp} .

Учет коэффициента сопротивления качению шин от скорости движения автомобиля, укомплектованного шинами различного типа можно проследить по графику, приведенному на расположенном ниже рисунке.

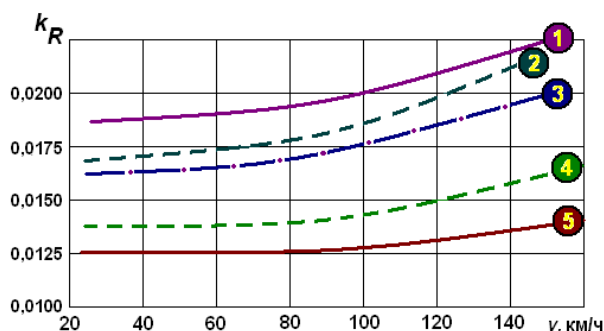


Рис. 4.08. Коэффициент сопротивления качению шин со стандартным дорожным рисунком протектора на гладкой ровной дороге при номинальной нагрузке и соответствующем давлении воздуха в шинах.

- 1.-шина «супербаллон»;
- 2.-низкопрофильная шина;
- 3.-сверхнизкопрофильная шина;
- 4.-радиальная шина с текстильным кордом;
- 5.- радиальная шина с металлическим кордом.

Радиальные шины со стальным кордом в поясе шины имеют наименьшее изменение коэффициента сопротивления качению. Это связано с действием этого стабилизирующего пояса, охватывающего каркас шины. Несколько большим сопротивлением обладают радиальные шины с текстильным кордом.

Чем ближе сечение профиля диагональной шины к круглому, тем больше сила сопротивления качению, связанное с большой работой деформации, и тем больше возрастание сопротивления с увеличением скорости движения. На рисунке 4.08 хорошо видно различие между шиной «супербаллон», имеющей $H/B=0,95$ и шинами с низким профилем $H/B=0,85$ или сверхнизким профилем $H/B=0,82$. Причина этого заключается в меньших углах наклона нитей корда к плоскости симметрии шины, называемой экватором шины.

Увеличение сопротивления качению

Дорожные неровности увеличивают сопротивление качению при прямолинейном движении автомобиля, так на булыжной мостовой коэффициент сопротивления качению k_R возрастает в 1,5 раза, на дороге с выбоинами – в 3 раза; на укатанном песке – в 4 раза, а на рыхлом песке – в 20 раз.

На увеличение сопротивления качению оказывает влияние углы установки колес, которые в просторечье принято называть «развалом-схождением». Если углы установки колес нарушены, сопротивление качению резко возрастает не только при повороте, но и при прямолинейном движении. Особенно влияет на сопротивление качению неверная установка схождения колес.

Увеличение сопротивления качению в зависимости от угла схождения одного колеса приведено в таблице 4.01. отображающей повышение этого коэффициента в процентах.

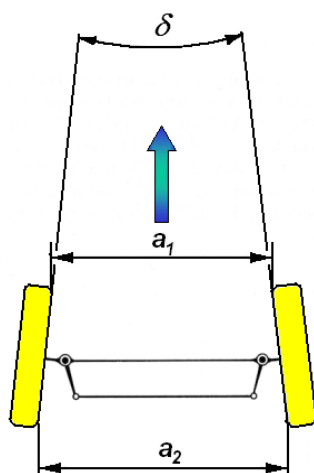


Рис.4.09. Схождением колес автомобиля называют разницу между размерами a_2 и a_1 . Возможно выражение общего схождения передних колес δ , выраженного в угловых значениях (градусах и угловых минутах). Угол схождения колеса δ , выраженный в градусах, соответствует углу увода шины $\alpha_{ш}$, то есть при наличии схождения переднее колесо автомобиля катится с уводом, что сопровождается повышением сопротивления качению.

Процентное повышение коэффициента сопротивления качению зависит от конструкции шины и соотношения профиля H/B . Приведенные в таблице 1.05 данные, полученные при испытании колес фирмы «Pirelli» и «Continental» могут применяться только в качестве ориентировочных значений.

Таблица 4.01. Увеличение коэффициента сопротивления качению при различных углах увода колеса.

Угол увода $\alpha_{ш}$	На легковых автомобилях		На грузовых автомобилях
	Серии «60»	Серии «82»	
$\delta=0^{\circ}30'$	3%	8%	11%
$\delta=1^{\circ}00'$	20%	35%	30%
$\delta=2^{\circ}00'$	-	100%	70%

Увеличение сопротивления качению на повороте

Повышение сопротивления качению, причем не коэффициента сопротивления качению k_R , а величины сопротивления качению имеет место и при движении на повороте. Для сохранения начальной скорости движения, замеренной перед входом в поворот, необходима большая тяговая сила. Водитель замечает это по тому, что возникает необходимость увеличивать подачу топлива.

Составляющая ΔW_R , на которую возрастает сопротивление качению W_R на передней и задней осях, зависит от установившегося на этих осях углов увода и имеет приблизительно следующие значения:

Для передней оси:

$$\Delta W_{Rv} \approx 0,2W_{Rv} * \alpha_v \quad 4.14.$$

Для задней оси:

$$\Delta W_{Rh} \approx 0,2W_{Rh} * \alpha_h \quad 4.15.$$

Углы нужно подставлять в градусах.

Суммарное сопротивление качению в повороте определяется по формуле:

$$W_{R\Sigma} = W_R + \Delta W_{Rv} + \Delta W_{Rh} \quad 4.16.$$

Мощность сопротивления качению.

При движении автомобиля возникают потери мощности, связанные с преодолением сопротивления качению W_R колес автомобиля. Мощность, необходимая для преодоления этих сил N_R , выраженная в Ваттах, производится по формуле:

$$W_R = k_R * G_A, \text{ Н} \quad 4.17.$$

где:

k_R – коэффициент сопротивления качению, зависящий от количества колес автомобиля, режима движения и дорожных условий;

G_A – вес автомобиля, Н

Мощность N_R , необходимая для обеспечения поворота без потери скорости, определяется по формуле:

$$N_R = \frac{W_R * v}{3600}, \text{ кВт} \quad 4.18.$$

где:

v – скорость движения автомобиля, км/ч;

3600 – переводной коэффициент, позволяющий подставлять скорость в км/ч.

Продольные силы при проезде препятствий.

Если шина катится по абсолютно ровной поверхности и прогиб Δs шины с учетом скорости определяется нагрузкой F_n на колесо и его жесткостью c'_1 , возникающая в точке контакта колеса с дорогой продольная сила и есть сила сопротивления качению.

Если же колесу приходится преодолевать дорожные неровности, контактная поверхность колеса деформируется, и возникают дополнительные продольные силы.

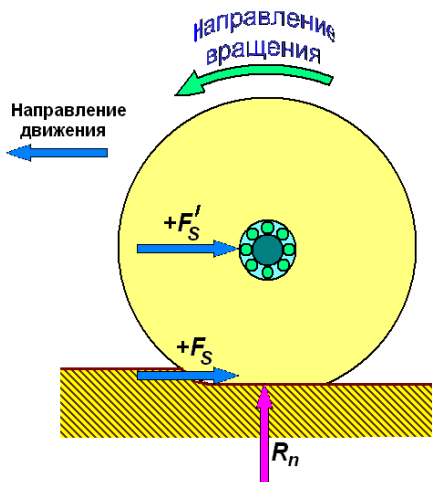


Рис. 4.10. Подшипник колеса не может передавать моменты, он передает только силы в направлении их действия, поэтому продольные силы F_s , обусловленные дорожными неровностями должны рассматриваться как силы F'_s , приложенные к центру колеса.

Показанная на рисунке продольная сила $+F_s$ увеличивает силу сопротивления качению, в то время как съезжающее с препятствия колесо получает отрицательное значение силы $-F_s$, которая оказывает разгружающее действие.

Величина F_s зависит как от скорости движения, так и от конструкции шины.

Радиальные шины со стальным кордом и довольно жестким поясом менее податливы в продольном направлении, поэтому при установке радиальных шин на автомобили, ранее эксплуатирующихся с диагональными шинами, появляется большой шум. Подвески современных автомобилей делают

более податливыми в одной или нескольких точках опоры, рычаги которой снабжают втулками высокой эластичности. Все это позволяет снизить влияние колебаний, передаваемых на кузов.

4.3. Трение скольжения и сцепление в продольном направлении.

Проскальзывание колеса.

Если катящаяся шина в точке её контакта с дорожной поверхностью воспринимает продольные силы, например, силу тяги, силу сопротивления качению или тормозная сила, то между шиной и дорожным полотном возникает относительное перемещение, называемое проскальзыванием.

Проскальзывание обозначают буквой греческого алфавита λ и определяют следующим отношением:

$$\lambda = \frac{(\text{окружная скорость периферии колеса}) - (\text{скорость автомобиля})}{\text{скорость автомобиля}}$$

На практике проскальзывание определяют вычислениями, основанными на измерении перемещения периферии колеса s_R в сравнении с пройденным колесом расстоянием s_0 . Если, к примеру, указанные расстояния составляют 101 и 100 м, то проскальзывание составляет:

$$\lambda = \left(\frac{s_R}{s_0} - 1 \right) * 100\% = 1\% \quad 4.19.$$

Коэффициент сцепления.

Чем больше величина силы, которую необходимо передать через колеса, например при движении в гору или при разгоне автомобиля, а так же, чем больше неровность или влажность дорожной поверхности, тем сильнее происходит проскальзывание.

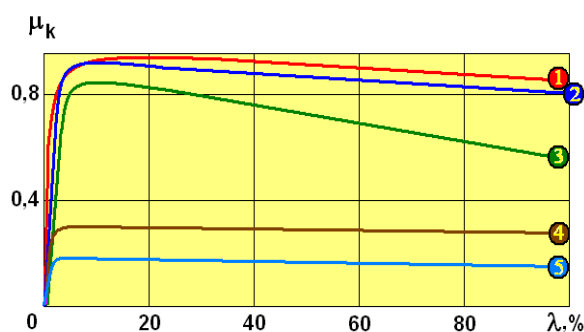


Рис. 4.11. Коэффициент сцепления μ_k шин с $H/B \geq 0,82$ при 80...90% глубине дорожного рисунка протектора при скорости около 60 км/ч, представленный в функции проскальзывания, на дорожных покрытиях различного состояния. Радиальные шины серии «70» на сухой дороге имеют значения примерно на 10% выше, а серии «60» на 20% выше.

1. – сухой бетон; 2. – сухой асфальт; 3. – мокрый асфальт; 4. – снег; 5. – лед.

Как видно из графика, на сухой дороге при проскальзывании около 25% колеса имеют наилучшую возможность передачи продольных сил, то есть трение при этих условиях максимальное, оно выражается коэффициентом продольного сцепления μ_k . Относительно колеса коэффициент продольного сцепления μ_k определяется как отношение продольной силы F_L к нормальной силе F_n или вертикальной нагрузке, приходящейся на рассматриваемое колесо.

$$\mu_k = \frac{F_L}{F_n} \quad 4.20.$$

При торможении или разгоне происходит перераспределение сил между осями, так как приложенная к центру масс сила инерции пытается «опрокинуть» автомобиль вокруг соответственно передней или задней оси. Для коэффициента продольного сцепления колес передней оси μ_{kv} или задней оси μ_{kh} тяговую или тормозную силу требуется разделить на действительную нагрузку на колесо.

При разгоне коэффициент продольного сцепления μ_k вычисляется по формуле:

$$\mu_k = \frac{F_{a(v;h)}}{G_{(v;h)} \pm \Delta G} \quad 4.21.$$

При торможении коэффициент продольного сцепления μ_k вычисляются по формуле:

$$\mu_k = \frac{F_{b(v;h)}}{G_{(v;h)} \pm \Delta G} \quad 4.22.$$

Где:

$F_{a(v,h)}$ – тяговая сила на передней (задней) оси;

$F_{b(v,h)}$ – тормозная сила на передней (задней) оси.

Дополнительная нагрузка на ось $\pm \Delta G$ определяется логически. Например, при торможении вертикальная нагрузка на переднюю ось возрастает, поэтому в формулу подставляем дополнительную нагрузку со знаком плюс, и, наоборот, при разгоне – со знаком минус. Величину дополнительной силы определяем, составив уравнение статики.

Коэффициент трения скольжения.

Чрезмерное торможение или резкое ускорение приводит к тому, что проскальзывание может превысить 25% порог, а это значит, коэффициент продольного сцепления начнет снижаться. При 100% проскальзывании, то есть при торможении с полной блокировкой колес или попытке тронуться с места с пробуксовкой, коэффициент сцепления μ_k становится равным коэффициенту скольжения μ_L .

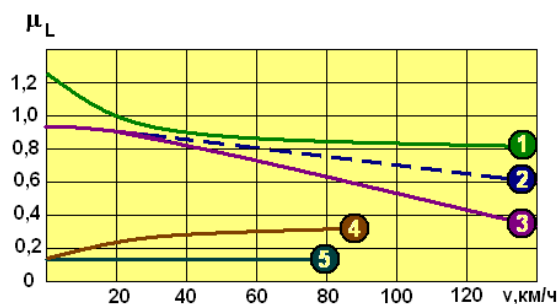


Рис. 4.12. Коэффициент трения скольжения μ_L при блокированных колесах, в зависимости от скорости движения и состояния дорожного покрытия:

Испытания проведены на радиальных шинах серии «82» с поясом из стального корда и дорожным рисунком, глубина которого составила 80...90% первоначальной. Температура льда около 0°C.

1. – Сухой асфальт; 2. – Влажный асфальт; 3. – Мокрый асфальт; 4. – Снег; 5. – Лед.

Из графика видно, что при скорости 10 км/ч возможно достижения максимального значения коэффициента скольжения $\mu_L = 1,25$, что объясняется явлением «зацепления» ламелей протектора за дорожные микронеровности. Кроме того, динамический радиус при такой скорости движения приближается к статическому радиусу, и, как следствие, пятно контакта шины с дорогой увеличивается до максимального значения при данной вертикальной нагрузке.

Увеличение скорости движения автомобиля на диагональных шинах приводит к снижению, как величины коэффициента сцепления, так и коэффициента скольжения. Центробежные силы, действующие на протектор шины и её боковины, приводят к увеличению динамического радиуса и уменьшению площади пятна контакта шин с дорогой. При скорости 80 км/ч максимальное значение коэффициента скольжения μ_L составляет всего 0,8, а при скорости 140 км/ч – 0,65.

Радиальные шины с поясом из стального корда при скоростях свыше 60 км/ч под действием нарастающих центробежных сил практически не изменяют своей формы. Это обеспечивает падение значения коэффициента скольжения с меньшей интенсивностью. При скорости 140 км/ч коэффициент скольжения падает всего лишь до 0,8, причем шины серии «70» имеют значение примерно на 5% выше, а шины серии «60» - на 10% выше. Широкие шины на влажной поверхности имеют более высокий коэффициент скольжения, хотя при всех других погодных условиях они не имеют какого-либо преимущества перед шинами серии «82».

Влияние состояния дорожной поверхности на коэффициент трения скольжения μ_L .

Неровное покрытие или грязь значительно снижают коэффициент скольжения.

Таблица 4.02. Средние значения коэффициента трения скольжения μ_L на дорогах с различным состоянием покрытия.

Покрытие дороги	Состояние дороги			
	Сухо	Мокро	Грязно	Гололед
Цементобетон	0,90	0,75	0,50	0,11
Асфальт	0,85	0,60	0,30	0,10
Булыжник крупный	0,70	0,65	0,35	0,08
Булыжник мелкий	0,80	0,55	0,30	0,08

В таблице для сравнения приведены значения, действительные для скорости около 60 км/ч. При больших скоростях значения коэффициента будет меньшим.

Значение коэффициента трения скольжения μ_L зависит не только от состояния дорожного покрытия, но и от вида и глубины рисунка протектора и каркаса. На сухой чистой и ровной поверхности автомобильные шины без рисунка протектора, так называемый «*Slick*», имеет лучшие сцепные свойства, однако появление влаги или грязи на поверхности мгновенно делает ав-

томобиль неуправляемым. Поэтому в Правилах допуска к эксплуатации указаны предельно допустимые значения остаточной высоты протектора. Так для легковых автомобилей остаточная высота протектора не должна быть меньше 1,6 мм, однако на мокрой дороге и на снегу этой величины явно недостаточно.

Явление аквапланирования.

Появление влаги на дороге, особенно в начале и во время слабого дождя, резко снижет коэффициент сцепления шин с дорогой. Это связано с появлением в начальный момент на поверхности дороги тонкого слоя грязи, образованного смоченной пылью.

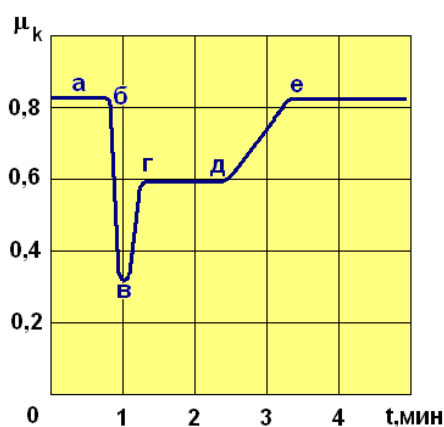


Рис. 4.13. Изменение коэффициента сцепления в течение времени с начала слабого дождя.

Начальный момент времени представлен участком а, на котором указан коэффициент сцепления на сухом асфальте. Точкой б помечено начало дождя, при котором происходит быстрое снижение величины коэффициента сцепления до 0,3 (точка в), обусловленное появлением на поверхности дороги смоченной пыли. По мере нарастания дождя смоченная пыль начинает смываться дождем, при этом коэффициент сцепления повышается (точка г). Во время дождя постоянной интенсивности время коэффициент остается неизменным. В точке д происходит прекращение дождя, которое сопровождается постепенным повышением коэффициента сцепления. По мере высыхания асфальта коэффициент сцепления стабилизируется на одной высоте (точка е).

Дождь высокой интенсивности опасен возникновением аквапланирования — так называют явление всплывания движущейся по лужам с большой скоростью автомобильной шины.

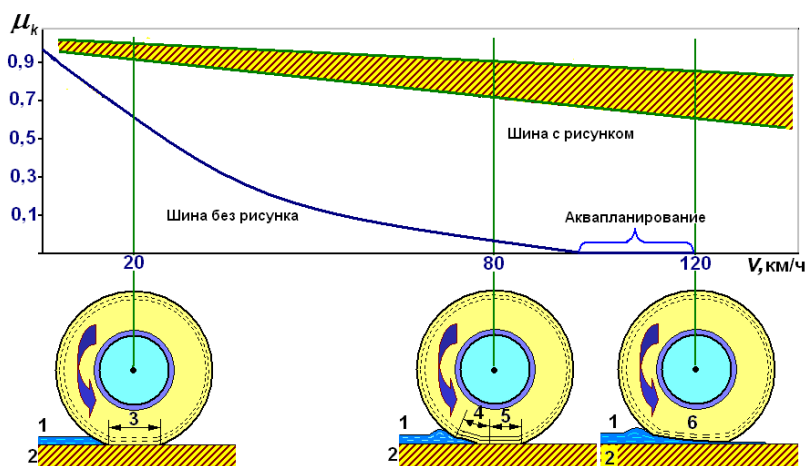


Рис. 4.14. При высоких скоростях движения на влажной дороге при появляется опасность «всплывания» гладкой шины и потеря ею непосредственного контакта с дорожным полотном.

1. — Водяная пленка; 2. Дорожное полотно; 3. — Площадка полного контакта колеса с дорогой; 4. — Водяной клин; 5. — Уменьшение площадки контакта колеса с дорогой; 6. — Полное отсутствие контакта.

Опубликованная фирмой Dunlop наглядная схема, приведенная на рисунке 4.14, показывает, что гладкая шина при увеличении скорости движения снижает способность передавать продольные силы из-за резкого снижения коэффициента сцепления μ_k . При достижении автомобилем скорости 100 км/ч коэффициент сцепления падает до значения $\mu_k = 0,01$, что делает передачу сил между колесом и дорожной поверхностью практически невозможной. Попытка торможения в этом случае приводит к полной потере управляемости автомобиля, который продолжает двигаться с неизменной скоростью и только в прямом направлении. Руление невозможно из-за потери способности скользящей по водной поверхности шиной передачи боковых сил. Воздействие внешних сил, таких как боковой ветер или наклон дороги, может легко сместить автомобиль в сторону.

Наступлению явления аквапланирования может препятствовать глубокий направленный рисунок протектора шин **M & S**.

Склонность к аквапланированию определяется удельным давлением, возникающим в пятне контакта шины с дорогой, поэтому узкие шины при их относительно небольшой площади контакта имеют меньшую склонность к аквапланированию, а широкие шины низкого профиля более склонны к этому.



Рис. 4.15. Конструкторы «Goodyear» для лучшего отвода воды применяют технологию «Eagle» или, как её называют в других фирмах «Venture». Продольных канавок, как, впрочем, и поперечных эти шины лишены вовсе. Роль тех и других выполняют длинные V-образные прорезы, по которым из пятна контакта удаляются большие объемы воды. Вся остальная часть протектора — без каких-либо прорезей. Это повышает жесткость протектора, как в поперечном, так и в продольном направлении. По осевой линии протектор опоясывает единое кольцо, которое обеспечивает стабильность движения на высоких скоростях и четкие реакции автомобиля при малых углах отклонения руля. Рисунок протектора обладает едва заметной асимметрией. Такое построение рисунка позволяет избавиться от резонансных частот вращения колеса, которыми страдают симметричные шины, то есть при достижении определенной скорости движения шина перестает «бить», передавая вибрацию на рулевое колесо.

Износ протектора хотя бы на 50% увеличивает склонность шин к аквапланированию. Исследования фирмы Dunlop показали, что при скорости движения 140 км/ч и толщины водяной пленки всего в 1 мм в зависимости от соотношения шины **H/V** от 0,82 до 0,60 коэффициент скольжения может упасть до следующих значений:

Серия «82» - $\mu_L = 0,27$;

Серия «70» - $\mu_L = 0,14$;

Серия «60» - $\mu_L = 0,06$.

К этому надо добавить, что при падении давления в шине её склонность к аквапланированию повышается. Формула для подсчета предельной скорости автомобиля при его движении по гладкой поверхности, покрытой

водной пленкой толщиной около 15 мм, выведенная на основе многочисленных опытов, показывает следующую зависимость:

$$v_A = 63 * \sqrt{10 * p_R} \quad 4.23.$$

Где:

p_R – давление воздуха в шине, МПа.

Если подставить в формулу обычное для колес передней оси давление $p_R = 0,18$ МПа, то получим $v_A = 85$ км/ч, при $p_R = 0,14$ МПа, скорость возникновения аквапланирования снижается до значения $v_A = 75$ км/ч.

Трение на льду.

Проблемы, возникающие при движении автомобиля в гололедицу, тревожат конструкторов автомобильных шин не меньше, чем проблемы движения по лужам.

Значение коэффициента сцепления μ_k зависит от глубины и вида рисунка протектора.



Рис. 4.16. В странах Западной Европы до зимы 1974/1975 года допускалось применение шин с шипами, при условии, что скорость движения автомобиля не должна была превышать 100 км/ч. Чем выше выступают шипы над протектором, тем выше коэффициент трения скольжения μ_L , и тем сильнее шипы повреждают поверхность дороги при «не зимних» погодных условиях. Поэтому конструкторы пытаются свести воедино качества зимних и дождевых шин. Крупные шашечки протектора зимних шин рассечены сетью шестиугольных прорезей, делящих шашечку протектора на мелкие соты. Сотовые канавки улучшают поперечную устойчивость, а две продольные канавки снижают вероятность аквапланирования. Поперечные канавки, похожи на V-образные прорези, которые надежно выводят воду из зоны контакта колеса с дорогой. На укатанном снегу и льду сотовые прорези значительно повышают поперечную устойчивость.

Существенное влияние на значение коэффициента сцепления μ_k оказывает температура льда.

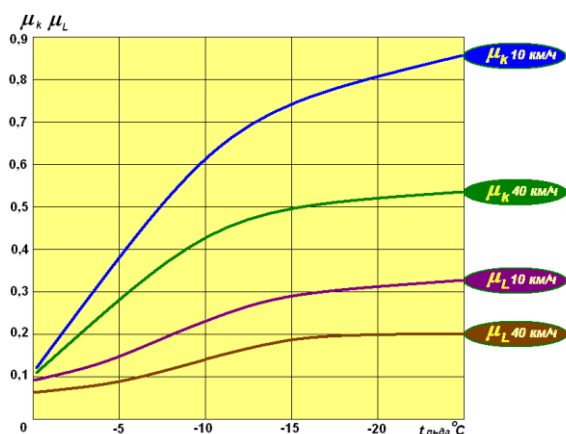


Рис.4.17. Зависимость коэффициента трения сцепления μ_k и коэффициента трения скольжения μ_L от температуры льда при различной скорости движения для радиальных шин серии «82» с рисунком M & S.

При температуре около 0°C коэффициент сцепления μ_k лишь незначительно превышает коэффициент трения скольжения μ_L .

При более низких температурах коэффициент сцепления μ_k может вдвое превышать коэффициент трения скольжения μ_L .

Необходимо отметить, что износ рисунка протектора хотя и незначительно, но оказывает влияние на коэффициент трения скольжения μ_L . При температуре льда около 0°C для шин с 90% дорожным рисунком протектора коэффициент трения скольжения не зависит от скорости движения $\mu_L = 0,1$. Это значение уменьшается до $\mu_L = 0,07$ при остаточной глубине протектора 1 мм, а на совершенно изношенной шине коэффициент трения скольжения уменьшился до значения $\mu_L = 0,05$.

4.4. Сцепление в боковом направлении.

Увод колеса и поворачиваемость автомобиля.

Качение эластичного колеса, нагруженного поперечной боковой силой, имеет свои особенности, так как шина обладает эластичностью не только в продольном, но и поперечном направлении.

Под действием боковой силы автомобиль может переместиться в боковом направлении. Это смещение тесно связано с уводом эластичной шины.

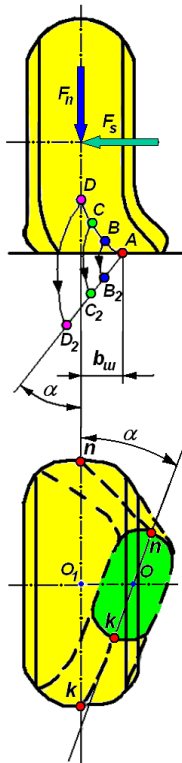


Рис.4.18. Причина возникновения бокового увода, действующая на эластичную шину боковая реакция дороги.

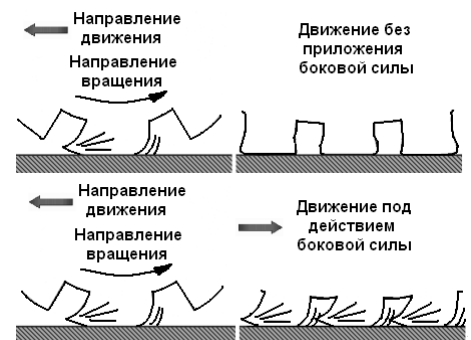
Если поверхность дороги обладает достаточной шероховатостью, не допускающей боковое скольжение шины, перемещение колеса в поперечном направлении происходит за счет её эластичности. Продольная плоскость сечения шины искривляется, а шина получает деформацию в пятне контакта. Средняя линия рисунка протектора перестает совпадать с продольной плоскостью вращения колеса. На рисунке видно, что в результате деформации точка O_1 , которая соответствует центру пятна контакта колеса в статическом состоянии, отклонилась на расстояние $b_{ш}$ и заняла новое положение, отмеченное точкой O . Это происходит из-за того, что каждая точка средней линии протектора при вращении колеса ложится на опорную поверхность с некоторым смещением. Линия, соединяющая эти смещённые точки, отклонена от продольной оси колеса на угол α , который считается углом увода колеса.

Средняя линия пятна контакта, приблизительно совпадающая с направлением движения, также будет расположена под углом к продольной плоскости вращения колеса. Таким образом, колесо будет катиться с уводом α .

Рис. 4.19. Деформация грунтозацепов под воздействием боковой силы:

Увод колеса связан не столько с боковым скольжением шины, сколько с её упругой деформацией. Отдельный грунтозацеп протектора представляет собой эластичный столбик, который при движении без возмущающей боковой силы может деформироваться только в продольном направлении. Действие боковой силы приводит к его деформации и в поперечном направлении.

Каждый последующий грунтозацеп касается поверхности в не деформированном состоянии, но действие боковой силы вызывает его изгиб.



Катящаяся шина только тогда в состоянии передавать боковые силы, если она движется по опорной поверхности под некоторым углом к направлению своего перемещения.

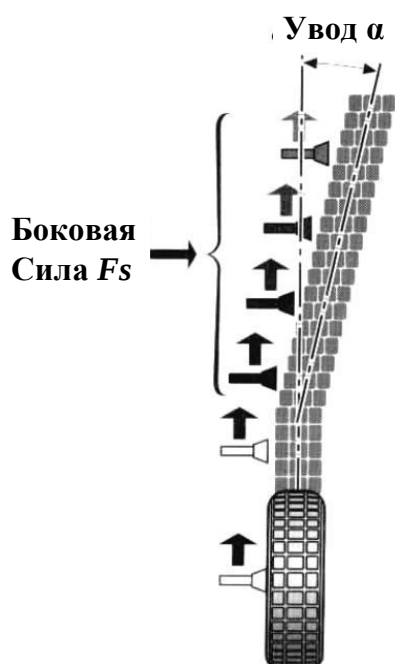


Рис. 4.20. Увод колеса α под действием боковой силы F_s .

Если возмущающая сила F_s , например сила бокового ветра или скатывающая сила на склоне приложена к оси вращения колеса, то катящееся колесо отклоняется от намеченной траектории движения на угол α , который называют уводом колеса. Чем больше возмущающая сила, тем больше угол увода α колеса. Можно констатировать, что угол увода α и возмущающая сила F_s находятся в равновесии.

При движении в повороте возмущающей силой будет центробежная сила $F_{ц.б.}$, которая зависит от скорости движения автомобиля v и радиуса его поворота ρ_0 , по которому перемещается центр масс автомобиля.

$$F_{ц.б.} = m_a \frac{v^2}{\rho_0} \quad 4.24.$$

Где: m_a – масса автомобиля, кг.

При движении автомобиля на повороте центробежная сила вызывает увод колес автомобиля, причем, необходимо различать углы увода передних α_v и задних α_h колес. Разность между ними является мерой поворачиваемости автомобиля.

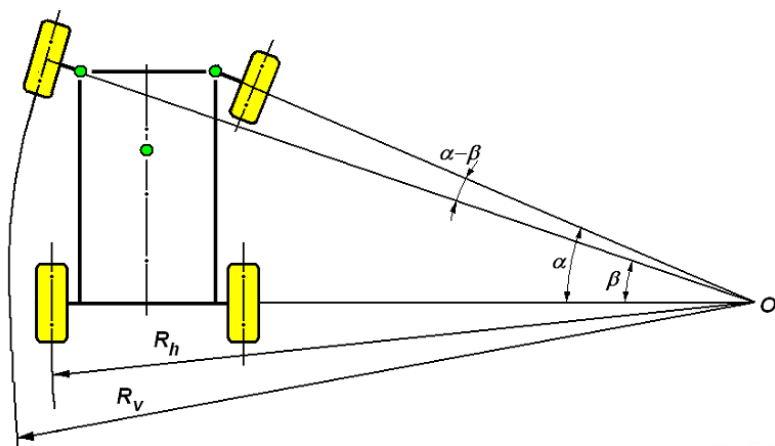


Рис. 4.21. Схема поворота автомобиля, движущегося с малой скоростью
 α – угол поворота внутреннего к центру поворота колеса;
 β – угол поворота наружного колеса;
 R_v – радиус поворота передних колес
 R_h – радиус поворота задних колес

Поворот управляемых колес на некоторый угол должен вызвать поворот движущегося с низкой скоростью автомобиля вокруг точки O , которая расположена на пересечении трех лучей:

- Линии продолжения задней оси;
- Линии, перпендикулярной плоскости вращения ближнего к центру поворота колеса;
- Линии перпендикулярной плоскости вращения дальнего от центра поворота колеса.

Действующая на центр масс автомобиля центробежная сила $F_{ц.б.}$ может быть перенесена на оси вращения каждого из колес автомобиля. Как было сказано выше, боковая сила, приложенная к оси поворота колеса, вызывает его увод на угол α , который происходит в результате деформации шины. Боковая деформация катящихся шин может быть различной для передней и задней оси. Это может вызвать некоторое отклонение автомобиля от выбранной водителем траектории движения. Отклонение, возникающее в результате увода колес передней и задней оси, называют «поворачиваемостью» автомобиля.

Под действием центробежной силы, приложенной к осям вращения колес, происходит их увод, причем, угол увода α_v переднего колеса и угол увода α_h заднего колеса могут оказаться различными по величине.

Если углы увода передних и задних колес равны, то есть $\alpha_v = \alpha_h$, то центр поворота автомобиля O смещается вперед в точку O_1 . При этом не происходит изменения радиуса поворота, то есть радиус поворота автомобиля ρ остается равным радиусу поворота, вызванного уводом шины. Полученный в результате увода шины радиус поворота принято называть радиусом эластичности, поэтому этот радиус обозначают как ρ_3 . При нейтральной поворачиваемости, изображенной на рисунке 4.22 слева, $\alpha_v = \alpha_h$ и $\rho = \rho_3$.

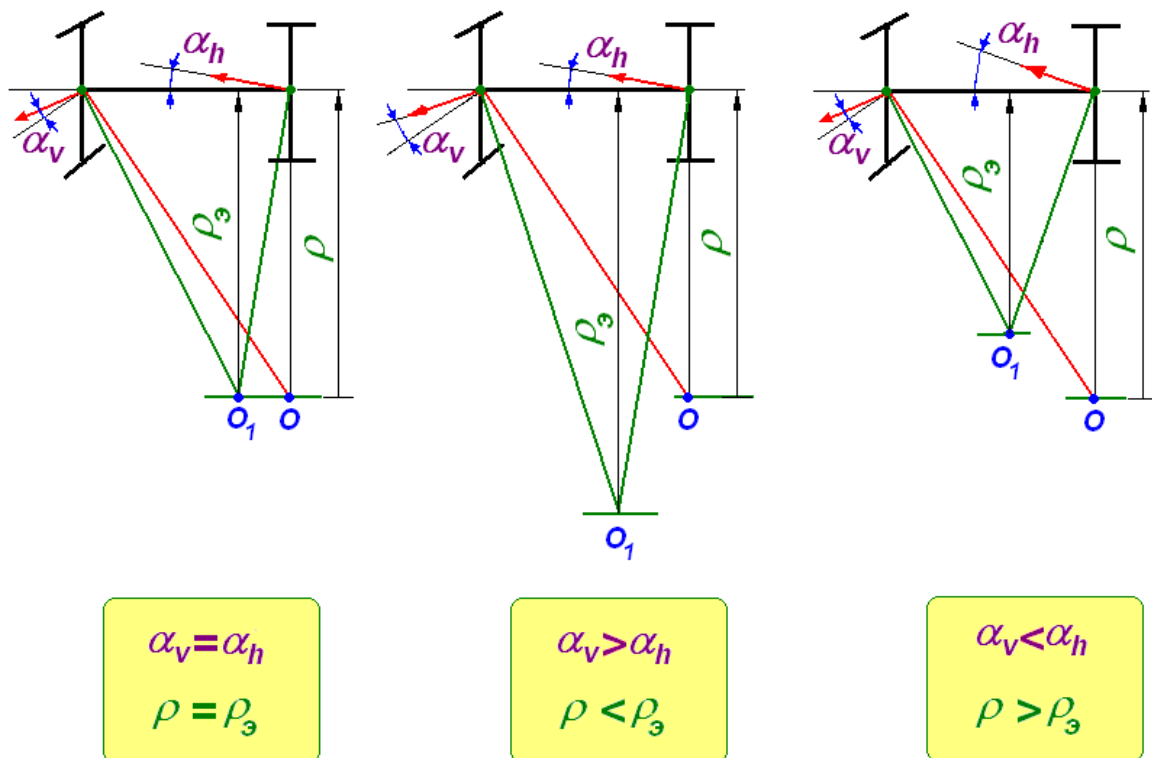


Рис. 4.22. Зависимость поворачиваемости автомобиля от углов увода передних α_v и задних α_h колес.

Если угол увода передних колес больше угла увода задних колес, то есть $\alpha_v > \alpha_h$, то перпендикуляры, построенные к векторам скоростей колес передней и задней оси, пересекутся в точке O_1 , находящейся не только впе-

реди по направлению движения точки O , но и на большем расстоянии от центра масс автомобиля, то есть $\rho_3 > \rho$. Это значит, что в результате большего по величине увода шин передней оси, автомобиль перейдет на более полную траекторию поворота. Такое явление носит название «недостаточной поворачиваемости».

Большой увод колес задней оси $\alpha_h > \alpha_v$ вызовет избыточную поворачиваемость автомобиля. Это значит, что радиус поворота ρ_3 , вызванный эластичностью колес задней оси окажется меньше намеченного радиуса поворота ρ .

При недостаточной поворачиваемости для удержания автомобиля на заданной траектории, водитель вынужден повернуть управляемые колеса на угол β_m , который может быть вычислен по формуле:

$$\beta_m = \frac{L}{\rho_v} + \alpha_v - \alpha_h \quad 4.25.$$

Где:

L – колесная база автомобиля, то есть расстояние между колесами передней и задней оси, м;

ρ_v – радиус поворота, намеченный водителем поворотом колес передней оси, м;

α_v – угол увода передних колес, в рад;

α_h – угол увода задних колес, в рад.

К вышесказанному следует добавить, что в результате изменения радиуса поворота, возникающего при избыточной или недостаточной поворачиваемости, изменяется и центробежная сила, прилагаемая к центру масс автомобиля. Так при избыточной поворачиваемости радиус поворота автомобиля ρ_3 становится меньше намеченного водителем радиуса ρ . Согласно формулы, определяющей величину центробежной силы $F_{ц.б.}$, её величина будет увеличиваться пропорционально уменьшению радиуса поворота ρ_3 , что, в свою очередь, увеличит увод более эластичных колес α_h задней оси. Возможно явление ввинчивания автомобиля в поворот, то есть задняя ось автомобиля будет неуклонно способствовать переходу автомобиля на все меньший радиус, пока задние колеса не потеряют возможность оказывать сопротивление боковой силе, что приведет к её заносу.

Боковые силы увода диагональных и радиальных шин.

При конструировании автомобиля производится расчет поворачиваемости будущего автомобиля с учетом возможных боковых сил и их перераспределения при крене кузова. Определяется возможный увод каждого колеса с учетом качественных особенностей запланированной к применению шины. Информацию о возможных изменениях в поведении шины представляет изготовитель, так как вынужден проводить многочисленные испытания на стендах, позволяющих моделировать различные режимы движения, измеряя возникающие боковые силы F_s в зависимости от угла увода α и вертикальной нагрузки F_n на колесо.

Многочисленные испытания показывают, что диагональные шины с плоским профилем, то есть $H/B=0,82$ и менее, могут при равных углах увода передавать большие боковые силы, чем шины серии с соотношением $H/B=0,88$. Радиальные шины, получившие повсеместное распространение и почти вытеснившие с рынка диагональные, имеют не только меньшее сопротивление качению, чем аналогичные диагональные, но и лучшие характеристики сопротивления уводу. Так по сравнительным данным фирмы **Pirelli** диагональная шина 5.60 – 13/4**PR** при одинаковой вертикальной нагрузке и угле увода 10° способна передавать боковую силу на 42% меньшую, чем диагональная шина 155 **R13 S**.

Испытания шин проводились при их качении по внутренней поверхности барабана, покрытой составом с коэффициентом сцепления $\mu = 0,8...0,9$. Коэффициент бокового сцепления шин определяется как отношение возникающей при качении с уводом боковой силы к вертикальной нагрузке, прикладываемой к испытываемому колесу.

$$\mu_s = \frac{F_s}{F_n} \quad 4.26.$$

На величину увода непосредственное влияние оказывает способность шин сопротивляться скольжению в боковом направлении, качество и вид дорожного покрытия. При уводе колеса происходит проскальзывание в боковом направлении, подобное аналогичному проскальзыванию в продольном направлении. Величину этого проскальзывания можно вычислить по формуле:

$$\lambda_s = \sin \alpha * 100\% \quad 4.27.$$

Так при повороте колеса относительно направления движения на угол 10° получается боковое проскальзывание, равное 17,36%. Если же шину повернуть на угол 90° , то проскальзывание составит 100%. коэффициент сцепления в боковом направлении μ_s в этом случае переходит в коэффициент бокового скольжения μ_G , значение которого в среднем на 30%.

$$\mu_G = 0,7\mu_s \quad 4.28.$$

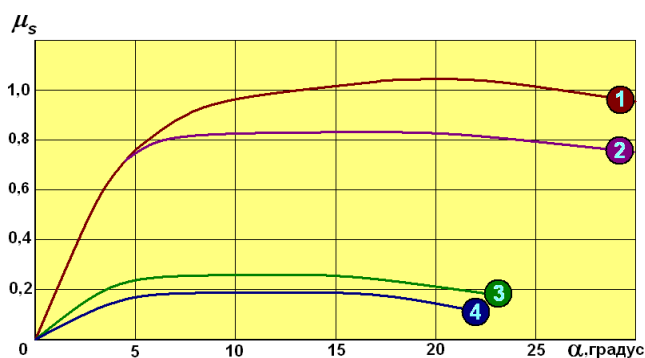


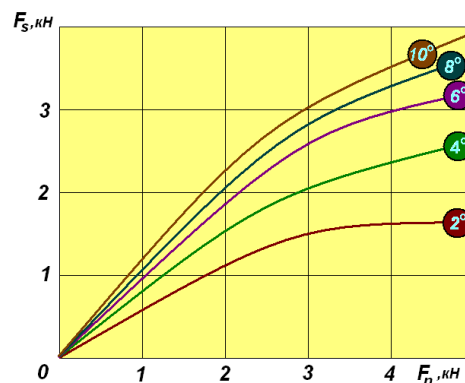
Рис. 4.23. Коэффициент бокового сцепления μ_s как функция угла увода α при различных состояниях дорожного покрытия.

Шина $H/B \geq 0,82$ и примерно 90% глубина рисунка протектора.

1. – сухой шероховатый бетон; 2. – сухой гладкий бетон; 3. – укатанный снег; 4. – шероховатое ледовое покрытие.

В отличие от сухого бетона, на асфальте, а тем более на мокрой и обледенелой дорожной поверхности, при значении угла увода больше 10° (то есть при $\lambda_s = 17\%$) не наблюдается увеличение боковых сил.

Рис 4.24. Зависимость боковой силы от радиальной нагрузки на колесо, замеренная на сухом покрытии. Замеры производились при качении радиальной шины с поясом из стального корда 155 R 13 S со стандартным дорожным рисунком протектора, при давлении в шине 0,18 МПа. Допустимая масса, приходящаяся на шину при этом давлении $t_n = 350$ кг, что соответствует вертикальной нагрузке $F_n = 3530$ Н.



Величина бокового сцепления зависит не только от поверхности дороги, но и от вертикальной нагрузки F_n или t_n на колесо. По форме кривых, представленных на рисунке 2.41, видно, что значение коэффициента бокового скольжения $\mu_s = F_s/F_n$ пропорционально углу наклона кривой к оси F_n . С увеличением угла увода колеса α увеличивается коэффициент бокового сцепления, но в этом увеличении отсутствует прямая пропорциональность, что связано с увеличением бокового проскальзывания шины.

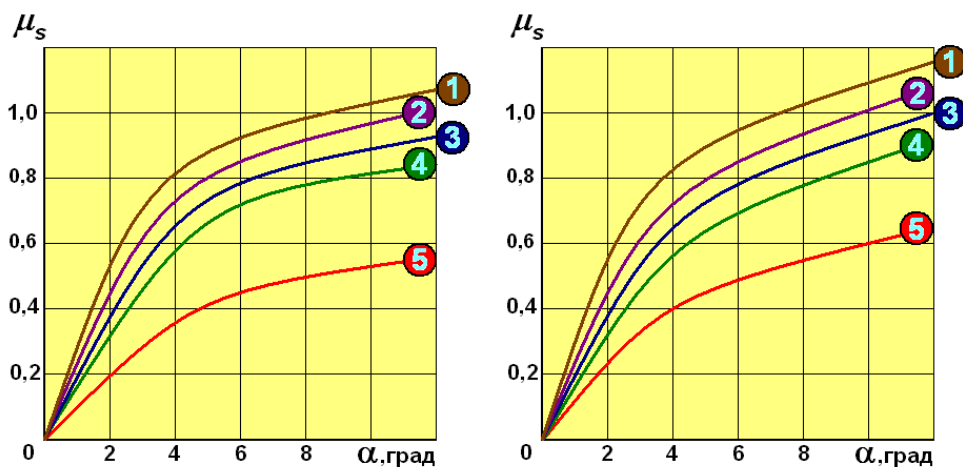


Рис. 4.25. Коэффициент бокового сцепления μ_s в функции угла увода α при различных нагрузках на колесо при давлении 0,18 МПа (слева) и давлении 0,23 МПа (справа).
 1. – Вертикальная нагрузка 1,0 кН; 2. – 2,0 кН; 3. – 3,0 кН; 4. – 4,0 кН; 5. – 5 кН.

При сравнении двух графиков видно, что с увеличением давления в шине, при одних и тех же углах увода увеличивается коэффициент бокового сцепления. Так при вертикальной нагрузке $F_n = 5,0$ кН и угле увода 4° при давлении в шине 0,18 МПа коэффициент бокового сцепления $\mu_s = 0,67$, а при давлении 0,23 МПа - $\mu_s = 0,73$.

Рост давления в шине позволяет увеличить вертикальную нагрузку. Например, по данным из Директивы 203 экономического союза резиновой промышленности Германии, для шины серии «0,82» 155 R 13 при изменении

давления с шагом 0,1 МПа допустимые нагрузки будут меняться в следующей зависимости:

Таблица. 4.03. Зависимость допустимой нагрузки от давления в шине.

1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0	2,1	2,2	2,3
260	280	295	315	330	345	360	380	395	410	425	440

Шина, мало загруженная по отношению к своей грузоподъемности, допускает большие коэффициенты сцепления и, следовательно, более высокие скорости движения на повороте, чем шина, загруженная до предела.

Конструкторы современных автомобилей подбирают шины для серийных автомобилей так, что при предписанном заводом-изготовителем давлении в них максимально допустимая нагрузка значительно превосходит реальную нагрузку, которая возможна при эксплуатации данного автомобиля.

Рассмотрим два примера комплектования примерно одинаковых по массе и вместимости автомобиля.

Не самый продвинутый автомобиль **Citroen C4** 1,6 разрешенной максимальной массой 1587 кг укомплектован шинами 195/65 **R15 91H**, с рабочим давлением 0,24 МПа. Это значит, что нагрузка на колесо передней оси с 450 кг, а при индексе нагрузки 91 грузоподъемность шины составляет 615 кг. Довольно большой запас по нагрузке позволяет увеличить коэффициент бокового сцепления примерно в 1,3 раза.

Российский автомобиль ВАЗ 2111, при разрешенной максимальной массе 1515 кг укомплектован колесами 175/70 **R13 82 S**. Нагрузка на каждое из колес без учета перераспределения нагрузки на переднюю ось составляет 378,5 кг. Согласно индексу скорости «82» при заявленном давлении 2,0 МПа шина имеет грузоподъемность 475 кг, что на 100 кг превышает статическую нагрузку.

Вторая рекомендованная шина 155/80 **R13** имеет показатели ещё хуже.

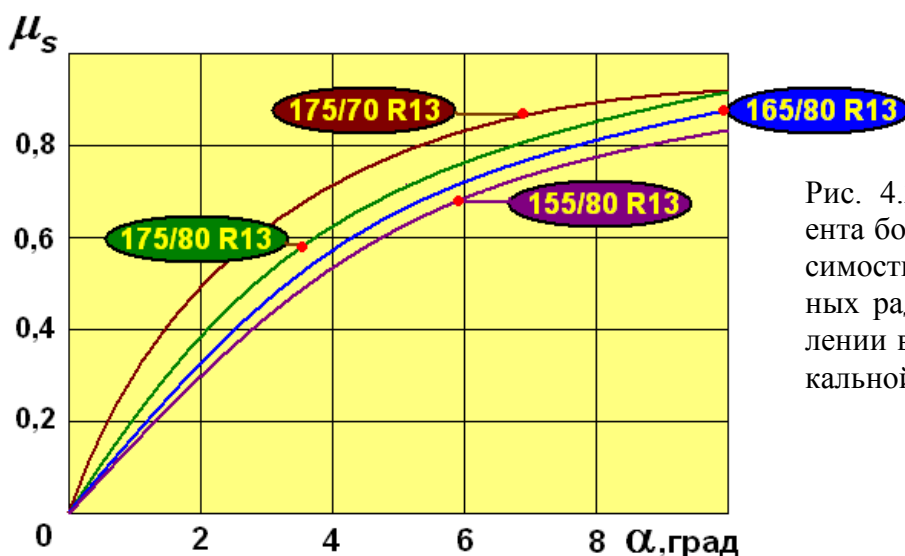


Рис. 4.26. Значение коэффициента бокового сцепления в зависимости от увода представленных радиальных шин при давлении воздуха 0,2 МПа и вертикальной нагрузке $F_n = 4$ кН.

Приведенная на рисунке 2.43 сравнительная характеристика четырех близких по размеру шин показывает, что при одинаковом угле увода, например, $\alpha = 4^\circ$ применение шин 175/70 R13 на автомобиле ВАЗ 2111 вместо 155/80 R13 улучшит значение коэффициента бокового скольжения μ_s в 1,4 раза. Это значит, что шина серии «70» при увеличении её ширины на 20 мм при одинаковой ширине обода позволит увеличить управляемость и устойчивость автомобиля. Однако обе приведенные шины имеют крайне низкий запас по грузоподъемности, а это значит, что автомобиль, загруженный до предельной величины, должен двигаться со значительным ограничением в скорости, особенно на повороте. Это связано с возрастающей вертикальной нагрузкой на внешние от центра поворота колеса.

Составим систему уравнения статики, опираясь на данные, приведенные на рисунке 4.27.

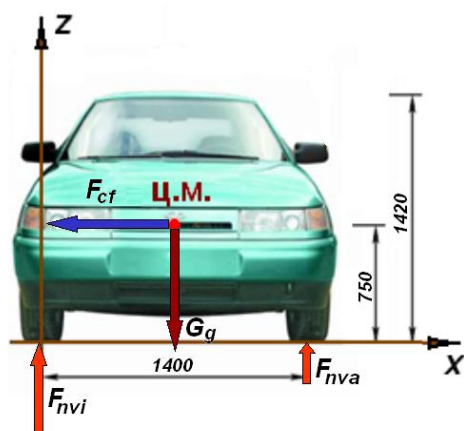


Рис. 4.27. Данные к приближительному расчету вертикальных сил, действующих на наиболее нагруженные колеса передней оси.

Примем некоторые допущения:

- Центр масс (Ц.М.) автомобиля находится на его осевой линии;
- Высота центра масс – 0,75 м над уровнем дороги;
- При расчете не учитываем крен кузова и эластичность шин;
- На переднюю ось приходится 0,56 от веса автомобиля.

Центробежная сила автомобиля массой m_g пропорциональна квадрату скорости v движения и обратно пропорциональна радиусу ρ_0 поворота автомобиля:

$$F_{cf} = \frac{0,56m_g * v^2}{\rho_0} \quad 4.29.$$

Пусть автомобиль движется на предельной скорости предельной скорости, разрешенной Правилами $v = 110 \text{ км/ч} = 30,55 \text{ м/с}$, по дороге с плавным поворотом радиусом 1250 м. Масса автомобиля $m_g = 1515 \text{ кг}$. Тогда центробежная сила, приложенная к центру масс $F_{cf} = 1100 \text{ Н}$, а её составляющая, отнесенная к передней оси, будет равна $F_{v,cf} = 633,7 \text{ Н}$.

Составим уравнение статики:

Силы, действующие вдоль оси Z:

$$F_{nv,i} - Gg_v + F_{nv,a} = 0 \quad 4.30.$$

Моменты сил, действующие на автомобиль и старающиеся опрокинуть его вокруг точки опоры правого колеса:

$$Gg_v * 0,7 - F_{nv,a} * 1,4 - F_{cf} * 0,75 = 0 \quad 4.31.$$

из этого уравнения находим значение $F_{nv,a}$

$$F_{nv.a} = \frac{0,56 * Gg * 0,7 - F_{cf.} * 0,75}{1,4}$$

$$F_{nv.a} = 3822H$$

Из первого уравнения находим значение $F_{nv.i} = 4501$ Н.

Таким образом, вертикальная нагрузка на внешнее от центра поворота колесо составила 450 кг, что вполне согласуется с допустимой нагрузкой.

Боковая сила, действующая в пятне контакта внешней шине пропорциональна вертикальной нагрузке на шину, поэтому можно сказать, что распределение боковых сил, приходящихся на переднюю ось, по внешнему и внутреннему колесу находятся в следующем отношении:

$$\frac{F_{sv.i}}{F_{sv.a}} = \frac{F_{nv.i}}{F_{nv.a}} = \frac{4501}{3822} = 1,177$$

Из полученного отношения определим значение боковых сил, действующих на колеса передней оси.

Центробежная сила, отнесенная к колесам передней оси, складывается из суммы боковых сил, действующих на правое и левое колесо этой оси.

$$F_{sv.i} + F_{sv.a} = F_{v.cf}$$

$$F_{sv.i} = 1,117 * F_{sv.a}$$

откуда:

$$1,117 * F_{sv.a} + F_{sv.a} = F_{v.cf}$$

$$F_{sv.a} = \frac{F_{v.cf}}{2,117} = \frac{633,7}{2,117} = 299,3H$$

Следовательно, на наружное колесо будет действовать боковая силы примерно равная $F_{sv.i} = 334,4H$

Из формулы, определяющей значение коэффициента бокового сцепления, находим:

$$\mu_s = \frac{F_{sv.i}}{F_{nv.i}} = \frac{334,4}{4501} = 0,0743$$

При таком значении коэффициента бокового сцепления максимально допустимую скорость можно определить по эмпирической формуле коэффициента бокового сцепления:

$$\mu_s = \frac{v^2}{128\rho_0} \quad 4.32.$$

Где:

v – скорость движения в км/ч

ρ_0 – радиус поворота в м.

Отсюда:

$$v = \sqrt{128\rho_0 * \mu_s} = \sqrt{128*1250*0,0743} = 109,3 \text{ км/ч}$$

Вычисления, произведенные нами, позволили определить допустимую скорость движения при данной вертикальной нагрузке, которая при завяленной в соответствии с индексом «S» скорости 180 км/ч составляет всего 60,6%

Превышение расчетной скорости движения может привести к недопустимому срыву передних колес в боковое скольжение.

Приведенные расчеты годны для определения предельной скорости только по условиям увода управляющего колеса. Для расчета управляемости существует методика определения предельной скорости по управляемости, с которой мы познакомимся в соответствующем разделе Учебного пособия.

Величина коэффициента бокового сцепления.

Три основных фактора, оказывающие влияние на величину коэффициента сцепления в боковом направлении, следующие: конструкция подвески автомобиля; конструкция и состояние шин; вид и состояние дорожного покрытия. Кроме того, на величину коэффициента бокового сцепления оказывает влияние рисунок протектора, в частности, его симметричность.

Подвеска автомобиля обеспечивает соединение колес автомобиля с кузовом и обеспечивает передачу сил и моментов сил, возникающих во время движения, разгона и торможения автомобиля. Колеса с помощью ступиц, обеспечивающих их вращение относительно оси, крепятся к моту, который может иметь разрезную или неразрезную конструкцию. Неразрезная конструкция моста характеризуется тем, что вертикальное перемещение одного колеса оси приводит к изменению положения второго колеса той же оси. В этом случае конструкция подвески носит название зависимой.

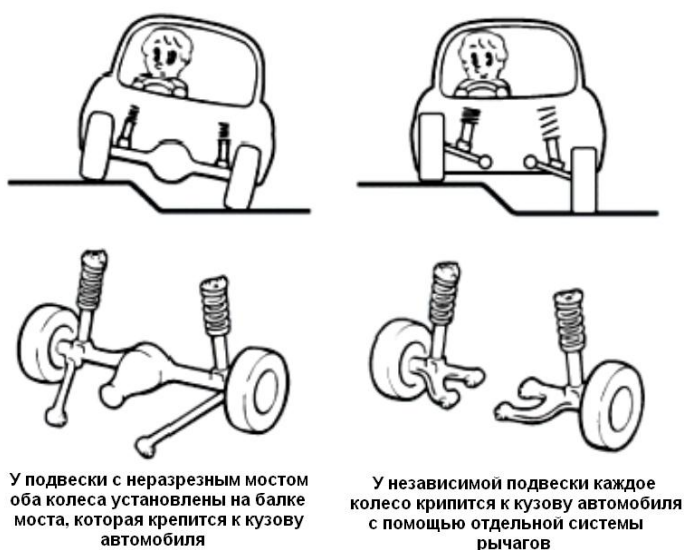


Рис. 4.28. Конструкция зависимой и независимой подвески автомобиля.

Зависимая подвеска обеспечивает меньший комфорт в движении автомобиля, но её конструкция проще независимой.

На современных легковых автомобилях зависимая подвеска применяется только на автомобилях повышенной проходимости или на грузопассажирских автомобилях, построенных на базе легковых автомобилей.

Если же вертикальное перемещение одного из колес не вызывает перемещение второго колеса этой оси – конструкция подвески называется независимой.

У автомобиля с независимой подвеской колес одной оси при движении по волнообразной поверхности дороги возникает постоянное изменение колеи. Эти изменения вызваны вертикальными колебаниями колес, а не действием боковых возмущающих сил.

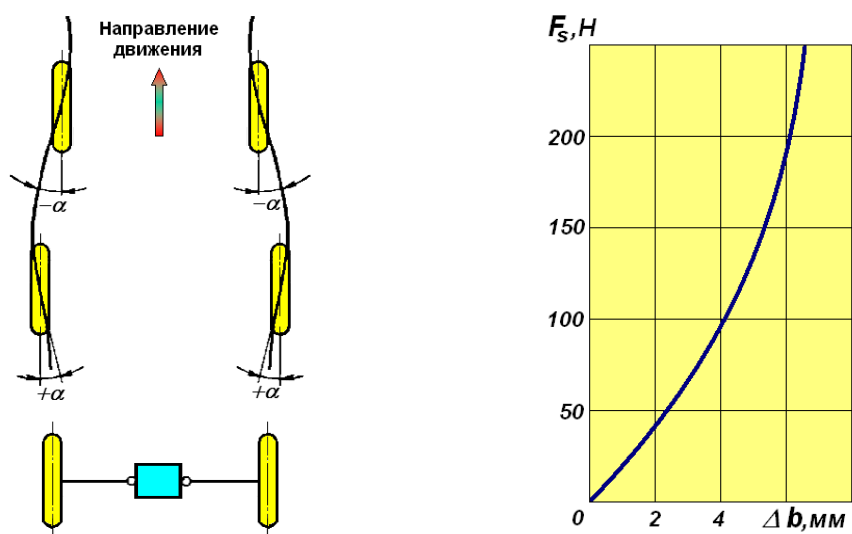


Рис 4.29. У автомобиля в ходе взаимосвязанного вертикального перемещения колес вместе с рычагами, которыми колесо крепится к кузову, происходит изменение колеи. Переезд дорожной волны вызывает увод шин под углом α . Вследствие этого происходит увеличение сопротивления качению колес.

На рисунке представлен график изменения боковой силы F_s в зависимости от величины изменения колеи Δb .

Представленный на рисунке график показывает, как могут быть велики боковые силы даже при незначительных колебаниях величины колеи, причем, не имеет значения, происходит приращение величины увода колеса или снижение его величины. В любом случае на колесо будет действовать боковая сила, вызывающая потери энергии на трение.

Аналогичные потери возникают и при крене кузова, вызванного неравномерной загрузкой или наклоном профиля дороги. При крене кузова меняется не только угол наклона колеса, вызванный неодинаковым положением рычагов подвески относительно кузова, но и происходит значительное изменение схождения колес, обусловленное наклоном реечного рулевого механизма или системы рулевых тяг относительно поверхности дороги.

Наклон колеса к плоскости, перпендикулярной поверхности дороги, называют развалом. Если верхняя часть колеса имеет наклон наружу – говорят о положительном развале, если же верхняя часть наклонена к автомобилю – развал отрицателен. Установка колес автомобиля под углом к поверхности дороги, именуемая развалом, необходима для обеспечения передачи больших по величине боковых сил, возникающих при повороте и крене кузова автомобиля. Рассмотрим причину появления боковых сил при качении колеса, имеющего отрицательный или положительный развал.

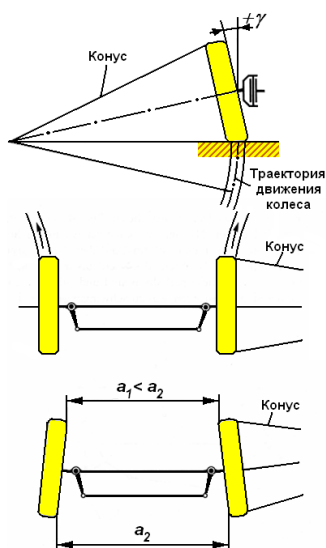


Рис 4.30. Катящееся под углом γ к вертикали колесо образует основание конуса, который при движении стремится обернуться вокруг вершины. Следовательно, движение колеса, установленного под углом к вертикали, сопровождается его уводом, вызванным появлением боковой силы в пятне контакта колеса с дорогой. Чтобы компенсировать желание колес одной оси разъехаться в стороны, вершины воображаемых конусов сдвинуты немного вперед. В этом случае угол увода катящегося колеса становится нулевым, то есть вектор скорости колеса, построенный в точке середины пятна контакта, можно рассматривать, как направленный параллельно осевой линии автомобиля. Смещение вершин конусов вызывает небольшой поворот колес, который называют схождением. Схождение может быть задано угловой мерой или разницей линейных размеров. На представленном рисунке схождение рассматривается, как разница расстояний $a_2 - a_1$.

Конструкция подвески колес автомобиля может обеспечивать различную траекторию движения колеса в ходе сжатия упругого элемента (например, пружины) подвески или её отбоя (растяжения пружины в ходе обратного движения колеса). Вертикальные перемещения колес автомобиля изменяют не только величину колеи, но и угол наклона колеса относительно поверхности дороги. Наклон колеса (или его развал) обусловлен кинематикой шасси автомобиля, описывающей закономерности движения колеса относительно кузова автомобиля.

Если в ходе сжатия подвески колеса автомобиля перемещаются параллельно кузову, то в результате бокового крена кузова, вызванного центробежной силой при движении в повороте, или при неравномерной загрузке автомобиля, на наружном колесе, несущем большую часть нагрузки возникает положительный развал $+\gamma$, а на внутреннем – отрицательный $-\gamma$.

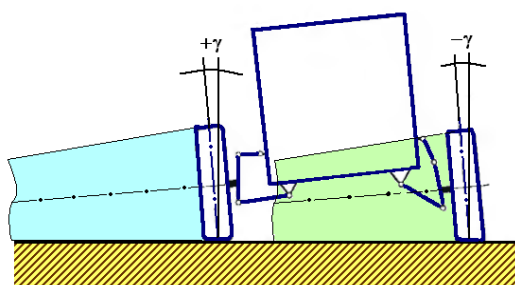


Рис. 4.31. Образованный в результате крена кузова наклон колес вызовет их обоюдное стремление к повороту налево. На рисунке показаны два конуса, основаниями которых являются два противоположных колеса одной оси. Для поддержания прямолинейного движения водитель будет вынужден удерживать рулевое колесо в повернутом положении.

Стремление обоих колес к повороту вызовет их движение с уводом, причем направление увода будет происходить от центра поворота автомобиля, или в сторону наклона кузова, вызванного неравномерной загрузкой. Увод колес будет сопровождаться дополнительными потерями энергии на преодоление боковых сил. Кроме того, крен кузова усилит недостаточную поворачиваемость автомобиля, если этот крен вызван центробежной силой,

возникающей при повороте автомобиля, что вместе с необходимым бóльшим поворотом рулевого колеса снижает удобство управления.

Противоположное влияние оказывает отрицательный развал $-\gamma$ на наружном и положительный развал $+\gamma$ на внутреннем колесе.

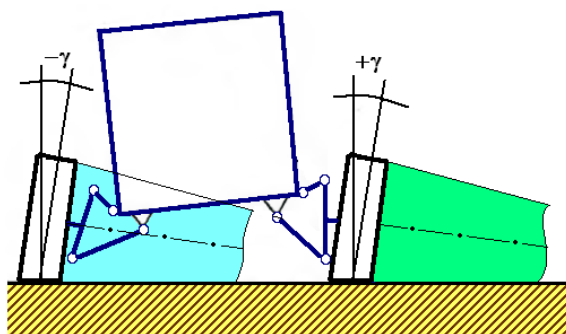


Рис. 4.32. Конструкция подвески колес, позволяющая получить отрицательный развал $-\gamma$ на наружном от центра поворота колесе и положительный развал $+\gamma$ на внутреннем колесе позволяет значительно улучшить устойчивость автомобиля, так как расположенные таким образом колеса способны передавать большие боковые силы.

Лучшая управляемость автомобиля при втором варианте установки колес обусловлена тем, что в результате крена кузова, вызванного центробежной силой, в пятне контакта колес с дорогой возникает боковая сила, направленная к центру поворота автомобиля. А это значит, что автомобиль способен двигаться в повороте с большей скоростью, так как вектор центробежной силы, отнесенной к оси колеса и сила, вызванная боковым уводом шины, направлены в противоположные стороны.

Передача боковых сил зависит не только от угла установки колеса, но и от конструкции шины, так более эластичная шина способна обеспечить большую передачу боковых сил.

Рис. 4.33. Боковая сила F_s , приложенная к середине пятна контакта наружного колеса с отрицательным развалом $-\gamma$, деформирует его так, что продольная ось пятна искривляется и смещается внутрь к продольной оси автомобиля. Точка приложения вертикальной силы в статическом состоянии находится в середине пятна контакта. При повороте, в результате упругой деформации шины, точка приложения вертикальной силы смещается так же внутрь в сторону продольной оси автомобиля.

Линия действия вертикальной силы, как это видно на схеме, теперь проходит через ось вращения колеса в точке её пересечения с продольной плоскостью симметрии шины. Это не только улучшает условия работы подшипникового узла, но и позволяет улучшить устойчивость и управляемость автомобиля.

Ближнее к центру поворота колесо, получившее в результате крена кузова положительный развал, под действия боковой силы, направленной к центру поворота, получает упругую деформацию пятна контакта наружу от продольной оси автомобиля. Искривление продольной оси пятна контакта внутреннего колеса позволит перенести точку приложения вертикальной силы ближе к центру поворота. Линия действия вертикальной силы, аналогично наружному колесу, проходит через ось вращения внутреннего колеса, улучшая условия его работы.

