

РАБОТА АВТОМОБИЛЬНОЙ ШИНЫ



Работа автомобильной шины. Под ред. В. И. Кнороза. М., «Транспорт», 1976. 238 с. Авт.: В. И. Кнороз, Е. В. Кленников, И. П. Петров, А. С. Шелухин, Ю. М. Юрьев.

В книге изложены основы взаимодействия эластичного колеса с твердой опорной поверхностью и приведены сведения о конструкции шин с их основными характеристиками.

Рассмотрено влияние шин на основные эксплуатационные качества автомобилей. Освещаются вопросы выбора шин для автомобилей, тенденции развития шин и их долговечность.

Книга предназначена для широкого круга инженерно-технических работников автомобильного транспорта, работников автомобильной и шинной промышленности.

Ил. 125, табл. 15, список лит. 49 назв.

Кнорозом В. И. написаны главы II, VI и параграфы 1—3, 5, 10, 12, 13 главы IV; Кнорозом В. И. совместно с Шелухиным А. С. — главы I, V и параграф 7 главы IV; Петровым И. П. — параграфы 1, 2 главы III, а также совместно с Кнорозом В. И. параграфы 3—8 этой же главы и параграф 6 главы IV; Юрьевым Ю. М. параграф 8 главы IV и совместно с Кнорозом В. И. параграфы 4, 9 этой же главы; Кленниковым Е. В. — глава VII и совместно с Кнорозом В. И. параграф 11 главы IV.

Глава I

ТЕНДЕНЦИИ РАЗВИТИЯ ШИН

Изобретение пневматической шины относится к 1845 г. Спустя примерно 50 лет появилась шина, состоящая из покрышки и камеры, причем покрышка вместо обычной ткани квадратного плетения была изготовлена из кордного полотна. С момента внедрения корда сфера применения пневматических шин непрерывно расширялась. Их стали применять на всевозможных транспортных машинах, и в первую очередь на автомобилях, быстрое развитие которых стало возможным только благодаря появлению пневматических шин.

Наиболее важными этапами в развитии конструкций шин являются: переход от шин высокого давления к шинам низкого давления «баллон»; создание шин зимнего типа, бескамерных шин, низкопрофильных шин, спортивных с нейлоновым каркасом, шин типа Р легковых автомобилей и диагонально-опоясанных, арочных шин; шин типа Р грузовых автомобилей; шин зимнего типа с шипами противоскольжения; шин с нейлоновым каркасом грузовых автомобилей; сверхнизкопрофильных диагональных шин легковых автомобилей, широкопрофильных шин низкого давления для грузовых автомобилей; двухслойных шин легковых автомобилей; сверхнизкопрофильных шин серий 78, 79 и 60 легковых автомобилей (отношение высоты профиля к его ширине в процентах), шин с асимметричным рисунком протектора, шин повышенной нормы слойности (второй и третьей); радиальных однослойных бескамерных металлокордных шин грузовых автомобилей, безопасных шин, низкопрофильных шин грузовых автомобилей.

Усовершенствование шин идет и в направлении применения более совершенных материалов; уменьшения резиносодержания в каркасе; повышения прочности корда; снижения слойности каркаса; улучшения связи корда с резиной; создания шин с малой высотой и большой шириной профиля; уменьшения стрелы дуги протектора; увеличения глубины рисунка протектора у шин, предназначенных для работы в тяжелых дорожных условиях; увеличения насыщенности рисунка и применения ребристых и комбинированных рисунков протектора (особенно у шин, работающих на усовершенствованных дорогах). Усовершенствование шин также происходит и в направлении увеличения срока службы, допускаемых нагрузок, упрощения технологии производства, улучшения ряда технико-экономических показателей шин, увеличения безопасности движения транспортных средств.

Развитие конструкции шин непосредственно связано с усовершенствованием конструкции автомобилей и осуществляется в направлении наиболее полного соответствия характеристик шин характеристикам и условиям работы автомобилей. Так, с расширением сети усовершенствованных автомобильных дорог, повышением скоростей движения автомобилей, увеличением насыщением дорог подвижным составом все более остро встает вопрос о повышении устойчивости и надежности автомобилей, а также безопасности движения, уменьшения затрат энергии, повышении тягово-сцепных качеств подвижного состава. Это достигается, в частности, путем снижения центра тяжести автомобиля, уменьшения диаметра колес, увеличения ширины ободьев, повышения боковой жесткости и уменьшения бокового увода шин, снижения слоистости и резиносодержания их, улучшения рисунков протектора, уменьшения внутренних потерь в шине. Повышению комфортабельности автомобиля способствует снижение давления воздуха в шинах, что при сохранении или одновременном увеличении нагрузки на колесо решалось за счет увеличения ширины профиля шины, уменьшения толщины ее каркаса. Применение специальных рисунков протектора с редко расположенными массивными грунтозацепами повышает проходимость автомобиля.

Современное развитие автомобильных шин характеризуется широкой специализацией в соответствии с их назначением. До недавнего времени наибольшее внимание уделяли совершенствованию конструкции обычных диагональных шин. Так, за истекшее десятилетие масса таких шин уменьшена на 20—30%, повышена их грузоподъемность на 15—20%, увеличен срок службы на 40—50%, уменьшено сопротивление качению на 10—15%, повышены тягово-сцепные качества, уменьшены дисбаланс и биение диагональных шин примерно на 15%.

В последнее время основное внимание обращено на развитие и совершенствование конструкций радиальных шин, как наиболее перспективных.

Заложенные в конструкции этих шин потенциальные возможности позволяют производителям шин наиболее полно удовлетворять требования автомобилестроителей и эксплуатационников.

В связи со значительным повышением скоростей движения легковых автомобилей остро встал вопрос о безопасности их движения. Важным шагом на пути повышения безопасности движения автомобилей на пневматических шинах было создание бескамерных шин.

Работы по созданию бескамерных пневматических шин были начаты еще в период второй мировой войны. Первые опытные образцы бескамерной шины были выпущены в США фирмой «Гудрич» в 1942 г. Их испытывали на армейских автомобилях. В практику гражданского автомобильного транспорта бескамерные шины начали внедрять с 1947—1948 гг. В настоящее время совершенно четко вырисовывается тенденция перехода на бескамерные шины. В США 97%, в ФРГ и Англии 90% шин легковых автомобилей выпускают в бескамерном исполнении. Получают распространение и специаль-

ные бескамерные шины, например арочные, широкопрофильные, пневмокатки, шины с регулируемым давлением.

Бескамерные шины устанавливаются на легковые и грузовые автомобили, на автобусы, тракторы и реактивные самолеты. Они получают быстрее и широкое распространение потому, что их преимущества по сравнению с обычными шинами весьма значительны. По сравнению с камерными бескамерные шины повышают безопасность движения, имеют меньшую массу, больший срок службы, меньшее сопротивление качению, обеспечивают постоянство давления в течение продолжительного времени, упрощают монтаж и текущий ремонт, не создают электростатического заряда между камерой и покрышкой.

Дальнейшим повышением безопасности движения автомобилей явилось применение бескамерных шин с диафрагмами. Такие шины значительно дороже обычных бескамерных. Их применяют, как правило, на специальных автомобилях высокого класса.

Стремление повысить безопасность движения привело к созданию низкопрофильных шин. Отношение высоты H к ширине B профиля у таких шин непрерывно уменьшается. Для шин современных высокоскоростных автомобилей оно составляет 0,70—0,78. Уже созданы образцы шин скоростных автомобилей с отношением $H/B = 0,6$. Производство шин с овальным профилем также возрастает. Уже в 1967 г. выпуск таких шин составлял около 10%. Шины «широкий овал» обладают по сравнению с обычными шинами лучшими тягово-сцепными качествами, имеют меньший (примерно на 25%) тормозной путь, высокий коэффициент бокового увода, большую (примерно на 10%) износостойкость протектора, обеспечивают меньшее сопротивление качению, позволяют получить (до 11%) экономию горючего и допускают более высокие скорости движения транспортных средств. К недостаткам этих шин относятся пониженная комфортабельность, меньший дорожный просвет, большее усилие на рулевом колесе для поворота колес, значительно большая стоимость. Такие шины выпускают как в диагональном, так и в радиальном исполнении.

Значительным шагом в развитии конструкции обычных шин легковых автомобилей явился переход от четырехслойных шин к двухслойным. При равноценных с четырехслойными шинами износостойкостью протектора, сопротивляемостью расслоению и приспособленностью к восстановлению протектора двухслойные шины имеют меньшее сопротивление качению, более высокое сцепление с дорожным покрытием, обеспечивают большую плавность хода и допускают более высокие скорости движения. Недостатком двухслойных шин является несколько меньшая сопротивляемость их проколам и порезам.

Интересным является отход в некоторых случаях от тенденции уменьшения посадочного диаметра шин легковых автомобилей и возвращение к шинам с большим (на 1") посадочным диаметром. Это связано, в частности, с расширяющимся применением дисковых тормозов, требующих для своего размещения большего простран-

ва внутри обода, а также необходимостью обеспечения на автомобилях взаимозаменяемости колес с обычными шинами на колеса со сверхнизкопрофильными.

Новым направлением в развитии конструкции шин легковых автомобилей было создание шин с асимметричным рисунком и профилем протектора. Однако дальнейшего развития это направление не получило ввиду того, что предполагавшиеся первоначально преимущества в эксплуатации не подтвердились.

Первые шины с шипами появились на заре развития автомобилестроения и прежде, чем получить свой современный облик, прошли значительный путь технической эволюции. Особенно интенсивно работы по совершенствованию шипов развивались в последнее десятилетие. В результате ведущими мировыми изготовителями шипов определен ассортимент шипов, достаточно полно отвечающих требованиям безопасности на зимних скользких дорогах.

Следует отметить, что зимние шины с шипами противоскольжения получили, особенно в Западной Европе, очень широкое распространение как весьма эффективное средство повышения безопасности движения и тягово-тормозных качеств автомобилей при движении на зимних укатанных и обледенелых дорогах. Тормозные свойства и динамические качества автомобилей улучшаются при использовании шин этого типа примерно на 50—100%. (Шины с металлическими шипами при движении автомобиля по дорогам с сухим твердым покрытием имеют меньшую сопротивляемость боковому уходу при движении по кривым, больший тормозной путь, повышенное сопротивление качению, раннее возникновение дисбаланса, повышенную шумность и, кроме всего прочего, повреждают дорогу.)

В последние годы использование шин с шипами в зимние месяцы стало предметом озабоченности правительств стран в связи с серьезными повреждениями шипами дорожных покрытий. Это происходит вследствие действия шипов на дорогу, когда пленка льда достаточно тонка или лед и снег удаляются с дорожного покрытия. Считается, что основная опасность заключается в постепенном образовании на дороге канавок. Задерживающаяся в этих канавках вода может приводить к снижению сцепления шин с дорогой, и, кроме того, портится также разметка дорог. Все это привело к тому, что в ряде стран (Франции, ФРГ, Швейцарии, Италии, Люксембурге) в зимние месяцы для снижения вредного действия шипов на дорогу ограничивается максимальная скорость автомобилей, а на грузовых автомобилях и автобусах использование шин с шипами противоскольжения не допускается. В Нидерландах же в связи с учетом специфических климатических и дорожных условий использование шин с шипами полностью запрещено. Для дорожно-климатических условий нашей страны применение шин с шипами противоскольжения остается еще перспективным.

В настоящее время все ведущие фирмы в больших количествах выпускают для легковых автомобилей шины с нейлоновым кордом. Эти шины обладают некоторыми специфическими качествами и, в

первую очередь, допускают значительно большие скорости движения. Однако шины с нейлоновым каркасом имеют повышенную остаточную деформацию после некоторой стоянки автомобилей, особенно в холодное время года.

Ведущие западноевропейские фирмы выпускают для легковых автомобилей широкий ассортимент шин с радиальным расположением нитей корда в каркасе и жестким брекером — шины типа Р. Основными преимуществами шин этого типа являются больший на 30—50% срок службы, меньшее на 10—15% сопротивление качению, меньшая на 8—10% масса, меньшие углы увода, лучшая стабильность качения по кривой, более высокое сцепление с мокрой и скользкой дорогой. К недостаткам таких шин относятся большая шумность при малых скоростях движения, особенно на неровных покрытиях, склонность их к внезапному заносу при движении автомобилей на высоких скоростях с резкими поворотами на покрытиях с низким коэффициентом сцепления. Автомобили должны быть приспособлены для применения шин Р. Несмотря на имеющиеся недостатки, производство шин типа Р непрерывно увеличивается.

Стремление повысить безопасность движения при внезапном выходе воздуха из шины (проколе, порезе, разрыве корда) привело к появлению ряда новых конструктивных решений колес и шин.

Наиболее интересные из них, на наш взгляд, приведены ниже.

При внезапной потере давления в обычной шине, смонтированной на глубоком ободе II (рис. 1, а), она деформируется примерно так, как это показано на схеме I (см. рис. 1, а). В этом случае борты шины сходят обычно с полок обода, обод начинает касаться дороги, нарушается управляемость и устойчивость автомобиля. Для предотвращения такого явления предлагается применять плоский обод III и IV (рис. 1, б), узкий монтажный ручей которого закрывается пластмассовой лентой I. Такая конструкция обода способствует удержанию бортов покрышки на полках обода и тем самым предотвращает возможность соприкосновения закраин обода с дорогой при движении на спущенной шине.

Оригинальная конструкция безопасного автомобильного колеса была разработана английской фирмой Dunlop (рис. 1, в, г). Предложенная шина новой конструкции получила название «Total Mobility» (ТМТ). Она монтируется на разборном плоском ободе, снабженном капсулами со специальной жидкостью, предназначенной для смазки трущихся поверхностей и поддержания давления. При падении давления воздуха шина деформируется так, как это показано на рис. 1, г.

Многочисленные испытания показали, что после прокола такой шины автомобиль может продолжать движение со скоростью до 80 км/ч на расстоянии до 160 км без ее смены. Новая шина после выхода воздуха обеспечивает автомобилю удовлетворительную курсовую устойчивость, а при движении с умеренной скоростью на повороте — отсутствие контакта закраины обода с дорогой. Логическим развитием конструкции шины ТМТ является шина «Prodetto

ДПР» (рис. 2), созданная фирмой Pirelli; предлагается не только новая внешняя треугольная форма шины, но и новый принцип ее работы. Эта шина без воздуха позволяет автомобилю двигаться несколько сот километров со скоростью 90—100 км/ч. По данным фирмы шина «ДПР» повышает безопасность и обеспечивает возможность движения на спущенной шине, позволяет отказаться от запасного колеса, устраняет вибрации и шум, ввиду отсутствия выпуклых боковин увеличивается место для тормозов, рулевого привода, улучшается компоновка автомобиля и его управляемость, особенно на мокрых дорогах. Высказывается уверенность, что с течением времени шины типа «ДПР» полностью заменят обычные современные шины.

Большое внимание, особенно в США и Японии, уделяют разработке конструкций бескарасных шин, изготовляемых методом шприцевания или литья под давлением. В опытном производстве бескарасных шин достигнуты уже определенные успехи. К этому направлению, позволяющему значительно упростить технологию производства и повысить точность изделий, привлечено внимание всех шинных фирм.

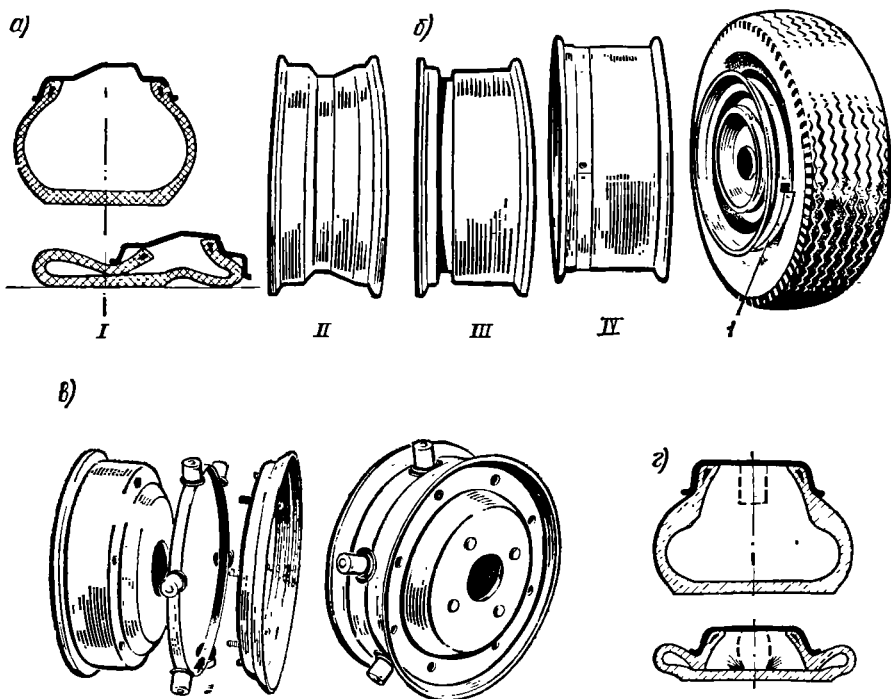
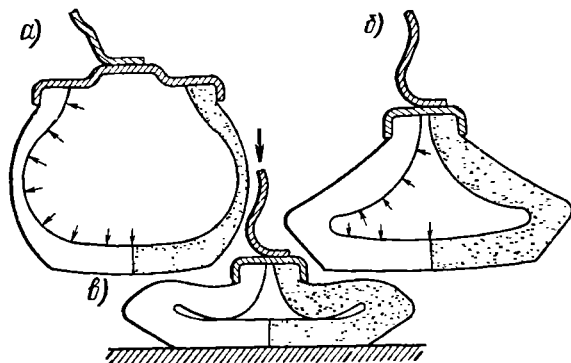


Рис. 1. Безопасные шины и ободья:

а — обычная шина и характер ее деформирования при внезапной потере в ней давления воздуха; *б* — плоский безопасный обод; *в* и *г* — безопасное колесо с шиной ТМТ и особенности ее деформирования при потере давления воздуха

Рис. 2. Обычная и безопасная шины:

а — профиль обычной шины;
 б — профиль безопасной шины ДПР и обода; в — профиль деформированной шины ДПР при отсутствии в ней давления воздуха



Современные шины грузовых автомобилей по своему рисунку протектора и конструктивному выполнению остальных элементов соответствуют вполне определенным сферам использования. Шины для усовершенствованных дорог характеризуются рисунком протектора большой насыщенности с продольными ребрами и тонким профилированием. Рисунок протектора такого типа принято называть дорожным. Шины, предназначенные для работы на грунтовых и загрязненных усовершенствованных дорогах, имеют универсальный рисунок протектора. Шины с универсальным рисунком протектора используют обычно на автомобилях-самосвалах и автомобилях, работающих в смешанных дорожных условиях. При интенсивном использовании шин с универсальным рисунком протектора на дорогах с усовершенствованным покрытием их износ на 10—15% больше по сравнению с шинами, имеющими дорожный рисунок протектора, особенно при движении автомобилей на больших скоростях. Для снижения износа таких шин на дорогах с усовершенствованным покрытием рекомендуется двигаться с несколько меньшими скоростями.

Для работы на мокрых грунтовых дорогах и местности рекомендуется применять шины с рисунком протектора повышенной проходимости. На дорогах с усовершенствованным покрытием использование таких шин нерационально, так как они имеют неравномерный и интенсивный износ грунтозацепов, повышенную шумность при движении и создают вибрации в трансмиссии автомобиля.

За последнее время значительно расширен объем использования бескамерных шин для грузовых автомобилей.

В развитии шин грузовых автомобилей наблюдается тенденция ко все большему расширению выпуска усиленных шин повышенной грузоподъемности. Применение на грузовых автомобилях шин устаревших конструкций с малой грузоподъемностью неизбежно приводит к увеличению их массы и габаритных размеров, а также к ухудшению топливной экономичности и других его эксплуатационных показателей автомобилей. Значительным шагом на пути создания шин повышенной грузоподъемности явилось применение металлокорда. Шины, изготовленные полностью из металлокорда, отличаются малой слоистостью и высокой прочностью каркаса. Давление

воздуха в них можно задавать более высоким, чем в обычных шинах. Опыт эксплуатации показывает, что такие шины надежно работают при больших нагрузках и скоростях движения автомобилей на дорогах с усовершенствованным покрытием. На дорогах с частыми выбоинами и неровностями в покрытии шины из металлокорда (особенно при изношенном рисунке протектора и малой толщине подканавочного слоя) работают хуже из-за понижения усталостной прочности металлокорда.

Шины обычной конструкции из металлокорда в каркасе и бреkerе впервые были выпущены во Франции фирмой «Мишлен» в 1938 г. С тех пор их производство непрерывно увеличивается. Фирма «Мишлен» выпускает достаточно большой ассортимент таких шин. Шины из металлокорда начинают производить во все больших масштабах и в других странах Европы и в США. Шины из металлокорда имеют значительно больший (по сравнению с текстильными) срок службы, меньшую рабочую температуру покрышки, меньшее сопротивление движению, лучшее сцепление с опорной поверхностью.

Весьма важным этапом в развитии конструкции шин явилось создание радиальных шин, имеющих в 1,5—2,0 раза больший срок службы.

К недостаткам радиальных шин следует отнести их пониженную боковую жесткость и повышенную чувствительность боковины к повреждениям.

В процессе развития конструкций автомобильных шин неоднократно делались предложения о применении съемного протектора (шин РС). Однако работоспособные конструкции шин со съемным протектором появились лишь при использовании в их конструкции радиального расположения нитей корда в каркасе. Эти шины, так же как и шины Р, имеют ряд серьезных преимуществ перед шинами обычной конструкции.

Однако применительно к шинам РС вопрос устойчивости движения грузовых автомобилей стоит значительно более остро, чем к шинам Р. Кроме того, шины РС имеют большую массу и более высокое сопротивление качению.

Давним желанием автомобилестроителей является замена двускатных колес со свойственными им неодинаковой нагрузкой и неравномерным износом шин, большим пространством, занимаемым ими по ширине автомобиля, односкатными колесами с шинами того же диаметра и той же грузоподъемности, что и двускатные. В настоящее время эта проблема решается применением широкопрофильных шин, которые по своему внутреннему строению близки к обычным шинам, но имеют меньшее отношение H/B .

Первоначально эти шины стали применять фирмы, изготавливающие прицепы и особенно седельные полуприцепы. Широкопрофильные шины позволили реализовать более широкую колею, снизить центр тяжести и повысить таким образом боковую устойчивость, вопрос о которой применительно к седельным конструкциям стоит достаточно остро.

Наиболее целесообразно широкопрофильные шины делать радиальными бескамерными и применять их вместо двускатных колес на автомобилях типа 6×4 (в том числе седельных тягачах, автомобилях-самосвалах, прицепах, седельных полуприцепах), спроектированных под широкопрофильные шины. Применение широкопрофильных шин из-за их пониженной боковой жесткости на автомобилях типа 4×2 общего назначения считается нецелесообразным.

К важнейшим преимуществам широкопрофильных шин относятся: меньшая (на 20—25%) масса, что обеспечивает уменьшение неподрессоренных масс и соответствующее повышение грузоподъемности транспортных средств, лучшее сцепление с дорогой, меньшее сопротивление качению, лучшее охлаждение тормозов, меньшая радиальная жесткость. Срок службы широкопрофильных шин на ведущих мостах автомобилей пока несколько (на 20—30%) ниже, чем заменяемых ими сдвоенных шин, а на прицепах — равен или даже несколько выше.

Наибольшее распространение широкопрофильные шины получили в США на автопоездах, используемых на трансконтинентальных перевозках. В таких условиях наиболее четко выявляется экономический эффект от снижения массы шин, уменьшения их сопротивления качению, а также от уменьшения расхода топлива автомобилем при замене обычных двускатных шин на широкопрофильные.

В нашей стране конструкции широкопрофильных шин разрабатывают в двух направлениях: широкопрофильные шины с регулируемым давлением, предназначенные для повышения проходимости полноприводных автомобилей, и широкопрофильные шины для замены двойных скатов.

Для автомобилей общего назначения получают распространение низкопрофильные шины. Так, полностью металлокордная шина 13/80R20 фирмы Fulda (ФРГ) предназначена для использования вместо обычных шин 11,00R20 и 12,00R20. Уменьшение высоты профиля позволяет развить ширину беговой дорожки и тем самым увеличить площадь контакта ее с дорогой. Это приводит при некотором увеличении глубины протектора к значительному (на 50—100%) повышению срока службы шин, лучшему «держанию» дороги и сцеплению, повышению боковой устойчивости, уменьшению массы. Появление таких шин явилось результатом распространения тенденций развития низкопрофильных шин легковых автомобилей на шины грузовых автомобилей общего назначения. Это направление развития конструкции шин грузовых автомобилей является перспективным.

Стремление повысить работоспособность автомобилей на мягких опорных поверхностях, и в первую очередь на сухом песке, привело в 30-х годах к созданию шин с увеличенными габаритами и пониженным давлением воздуха — шин-сверхбаллонов. Однако такие шины ухудшили управляемость и устойчивость автомобиля на твердой дороге и поэтому в то время не получили распространения.

Значительно позже, в период второй мировой войны, очень остро встал вопрос о необходимости повышения проходимости автомоби-

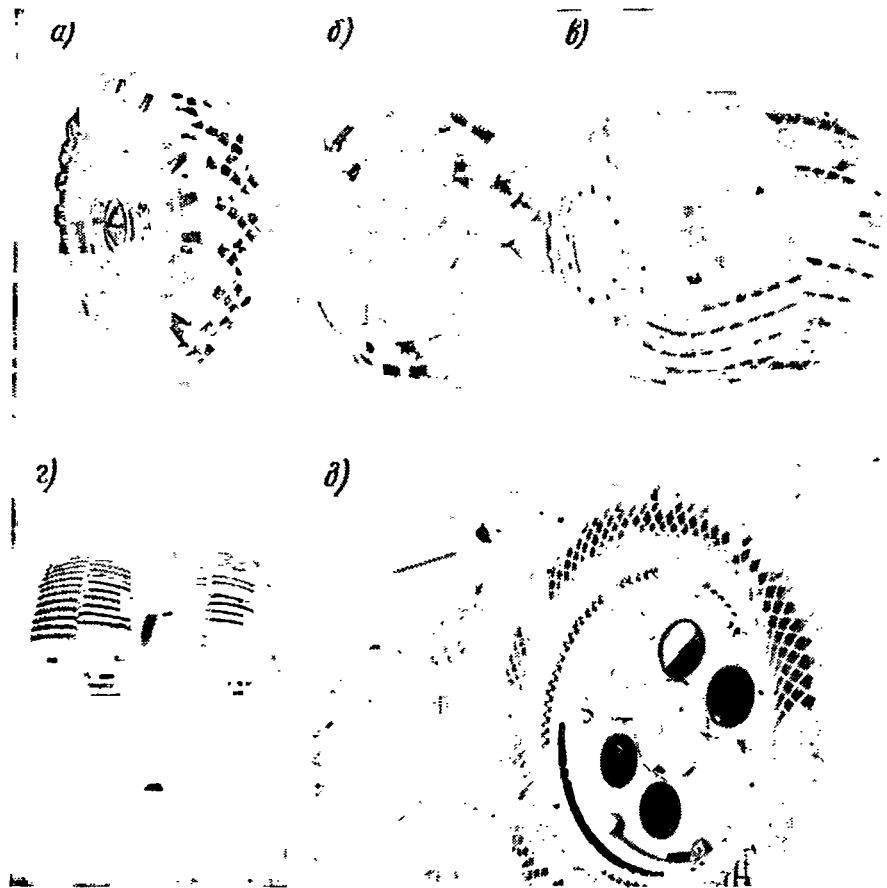


Рис. 3. Шины специального назначения:

a — шина с регулируемым давлением воздуха; *б* — арочная шина; *в* — пневмокоток; *г* — шины-гиганты; *д* — шины-исполины

лей. Эта задача в известной степени была решена применением на полноприводных автомобилях шин с регулируемым давлением воздуха (рис. 3, *a*). Регулирование давления воздуха позволяет в широких пределах (2,0—2,5 раза) изменять площадь контакта шины с опорной поверхностью и улучшать характер взаимодействия колеса с грунтом. Оно дает возможность получить универсальную шину, которая при номинальном давлении воздуха надежно и экономично работает на дорогах с твердым покрытием, а при пониженном давлении обеспечивает существенное повышение тягово-сцепных качеств и проходимости на мягких грунтах. Регулирование давления воздуха тем эффективнее, чем больше высота профиля шины. Применение шин с регулируемым давлением позволяет расширить об-

ласть эффективного использования автомобилей. Однако система регулирования давления воздуха существенно усложняет конструкцию автомобиля, удорожает его стоимость и усложняет эксплуатацию. Поэтому ее используют лишь на автомобилях высокой проходимости.

Работа шин с переменным давлением воздуха, несмотря на специфику конструкции, неизбежно приводит к уменьшению их срока службы на дорогах с твердым покрытием при номинальном давлении из-за уменьшения запаса прочности каркаса, а на мягких грунтах при пониженном давлении — за счет повышения деформации оболочки.

Для существенного повышения проходимости обычных автомобилей типа (4×2 и 6×4) рекомендуется применять арочные шины (рис. 3, б). Колеса с арочными шинами являются простым и надежным средством повышения проходимости автомобиля в тяжелых дорожных условиях. Установка их вместо сдвоенных колес не требует каких-либо изменений в конструкции автомобиля.

По проходимости автомобили на колесах с арочными шинами приближаются к полноприводным автомобилям. Они обеспечивают надежную перевозку грузов в периоды весенней и осенней распутицы и по снежной целине с глубиной снежного покрова до 0,5 м. Область применения автомобилей на колесах с арочными шинами достаточно широка. Их целесообразно применять на перевозке всевозможных грузов в течение всего года в сельском хозяйстве, на строительстве трубогазопроводов, линий электропередач, в геологоразведке, в песках.

Для постоянной работы на опорных поверхностях с низкой несущей способностью (заболоченной луговине, торфянике, сухом песке, снеге) целесообразно применять специальные колесные машины, оборудованные пневмокатками (рис. 3, в). Пневмокатки имеют большую площадь контакта, малые удельные давления в нем и рассчитаны на относительно небольшую нагрузку.

Они хорошо обтекают неровности опорной поверхности, но на ровных дорогах с твердым покрытием имеют относительно низкий срок службы.

Для перевозки грузов вне дорог, особенно по снежной целине и пересеченной местности, применяют специальные машины с шинами-гигантами (рис. 3, г) и шинами-исполинами (рис. 3, д). Шины-гиганты делают бескамерными, с наружным диаметром 2—3 м и шириной профиля 1,0—1,5 м. Такие шины даже при низком давлении воздуха имеют высокую грузоподъемность и позволяют создавать колесные машины-вездеходы.

Если шины диаметром до 3 м изготовляют обычным способом, то шины-исполины диаметром 15 м и более делать таким способом невозможно. Фирма Гудьир (США) предложила изготовлять шины-исполины из S-образных лент вулканизированного каучука, армированного нейлоновым кордом. Шина диаметром 15 м рассчитана на нагрузку 75 т. Уникальные машины на таких шинах предназначены в первую очередь для перевозки больших неделимых грузов.

ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИИ ШИН РАЗЛИЧНОГО НАЗНАЧЕНИЯ

1. ОБЫЧНЫЕ КАМЕРНЫЕ ШИНЫ

Все типы шин, кроме бескамерных, безопасных и шин-исполнителей состоят из каркаса, брекера, протектора, боковин, бортов, камеры или герметизирующего слоя. Однако конструкция и материал указанных элементов у шин различных типов не всегда одинаковы.

Шины легковых автомобилей по конструкции, габаритным размерам и качеству применяемых материалов отличаются от шин грузовых автомобилей. Они имеют более эластичный каркас, меньшую высоту и большую расчлененность рисунка протектора, меньший наружный и посадочный диаметр. Ввиду большей величины допускаемой относительной деформации, большего числа циклов нагружений на единицу пройденного пути и больших скоростей движения шины легковых автомобилей имеют по сравнению с шинами грузовых автомобилей меньший срок службы. Этому же способствует больший коэффициент трения шин легковых автомобилей с дорогой по сравнению с шинами грузовых автомобилей из-за существенно меньших удельных давлений в контакте. Шины легковых автомобилей предназначены в основном для работы на дорогах с усовершенствованными покрытиями.

Обычная современная автомобильная шина состоит из резино-тканевой оболочки-покрышки и воздухонепроницаемой замкнутой резиновой трубы-камеры. В рабочем состоянии камера заполнена воздухом под определенным давлением. У бескамерных шин к внутренней стороне покрышки вместо камеры привулканизирован герметизирующий слой. Амортизирующая способность шины обуславливается давлением воздуха в камере и эластичностью покрышки.

Почти все выпускаемые в настоящее время шины предназначены для монтажа на ободья с коническими полками. Камерные шины состоят из покрышки, камеры и ободной ленты, предохраняющей камеру от перетирания об обод и защемления ее бортами покрышки (рис. 4, а). Шины, предназначенные для монтажа на глубокие ободья, ободных лент не имеют (рис. 4, б).

Обычно различают шины низкого, среднего и высокого давления. Шины низкого давления по сравнению с шинами высокого давления имеют больший объем воздуха, меньшее число слоев корда, большую глубину канавок протектора; они мягче воспринимают толчки и удары, т. е. обладают лучшей амортизирующей способностью. Для шин низкого и среднего давления допустимая величина относительного сжатия в нормальном направлении под нагрузкой колеблется в пределах от 9 до 15%, а высокого давления — от 7 до 12%.

Работа пневматических шин чрезвычайно сложна и напряженна. Пневматическая шина должна обладать большой эластичностью,

прочностью и износостойкостью, так как она воспринимает нормальную, тангенциальную и боковую нагрузки, смягчает толчки и удары, сопротивляется истиранию и многократным сложным деформациям. Пневматическая шина должна иметь малое сопротивление качению. Все это обусловлено сжатым воздухом в шине и прочной эластичной покрышкой. Покрышка является основной и наиболее дорогой частью шины. Для ее изготовления используют такие дорогостоящие материалы, как каучук (натуральный или синтетический), высокопрочные искусственные корды и ткани, стальную проволоку, газовую сажу, цинковые белила, серу и др. Покрышка имеет сложную конфигурацию и состоит из многих конструктивных элементов, показанных на рис. 5, а.

Камера снабжена вентилем, который крепится на ее прибородной части и служит для накачивания, удержания и выпуска воздуха. Размер камеры должен строго соответствовать типу и размеру покрышки. Для различных покрышек применяют камеры с различной толщиной стенок (1,5—5,0 мм). Толщина стенки по поперечному сечению камеры неодинакова. У камер отечественного производства толщина стенок несколько больше по беговой дорожке (короне), чем у прибородной части. В рабочем состоянии стенка камеры несколько растянута сжатым воздухом и плотно прижата к внутренней части покрышки (камера не могла бы выдержать большего внутреннего давления воздуха, если бы она не была ограничена покрышкой). Если камера имеет несколько больший размер в зоне беговой части по сравнению с покрышкой, то стенки ее в накачанном состоянии будут сжаты. В таком состоянии камера лучше противостоит проколам и раздирам, однако не исключается возможность появления на ней складок, что крайне нежелательно. При качении колеса в рабочей зоне шины камера испытывает знакопеременную деформацию. Поэтому камеру в зоне беговой дорожки целесообразно делать более тонкой, чем в прибородной части. Из-за внутреннего теплообразования и теплонакопления в покрышке и плохого отвода тепла камера работает в тяжелых температурных

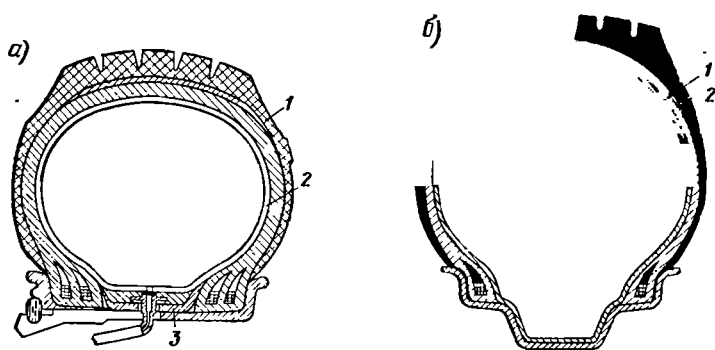


Рис. 4. Шины, смонтированные на плоском (а) и глубоком (б) ободьях:

1 — покрышка; 2 — камера; 3 — ободная лента

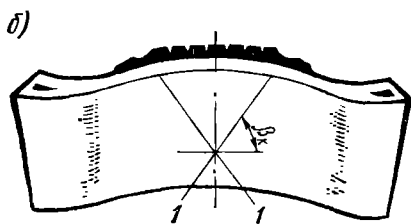
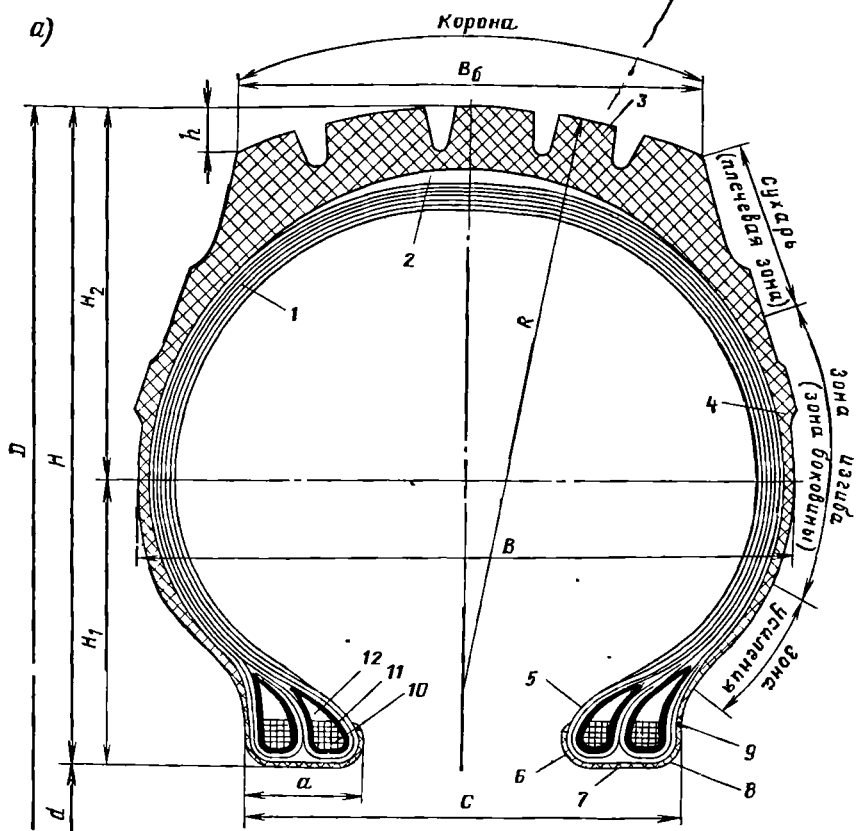


Рис. 5. Радиальный срез покрышки:

a — основные конструктивные элементы и размеры покрышки: 1 — каркас; 2 — подушечный слой (брекер); 3 — протектор; 4 — боковина; 5 — борт; 6 — носок борта; 7 — основание борта; 8 — пятка борта; 9 — бортовая лента; 10 — бортовая проволока; 11 — обертка; 12 — наполнительный шнур; H — высота профиля покрышки; H_1 — расстояние от основания борта до горизонтальной осевой линии профиля; H_2 — расстояние от горизонтальной оси до экватора; B — ширина профиля покрышки; B_6 — ширина беговой дорожки протектора по хорде (корона); R — радиус кривизны протектора; D — наружный диаметр шины; d — внутренний (посадочный) диаметр шины; h — стрела дуги протектора; C — ширина раствора бортов; a — ширина борта; β_K — угол β_K нити корда по короне; 1 — нити корда

условиях, в связи с чем к материалу ее представляють очень высокие требования. Камерная резина должна иметь высокую воздухопроницаемость, быть эластичной, прочной, должна обладать высокой усталостной прочностью, не изменять своих размеров в эксплуатации, хорошо сопротивляться проколам и раздирам, быть стойкой против окисления и теплового старения, должна сохранять высокие механические качества в широком диапазоне изменения температур.

Каркас покрышки и его назначение. Каркас, являясь основной частью покрышки, ограничивает объем накачанной камеры и передает нагрузки, действующие на колесо со стороны дороги, на обод колеса. Основной нагрузкой на колесо является собственная масса автомобиля и груза. Каркас состоит из нескольких наложенных друг на друга слоев прорезиненного корда и резиновых прослоек — сквиджей. Кордное прорезиненное полотно разрезают на косынки под углом от 30 до 40°.

Стыкуя внахлестку несколько косынок, изготовляют кордный слой каркаса. Число стыков в слое не рекомендуется делать более трех, а ширину нахлестки — более 3—5 ниток. Для лучшей сбалансированности покрышки необходимо места стыков косынок в слоях распределить таким образом, чтобы получилась уравновешенная система.

При изготовлении покрышек концы слоев корда закрепляют в бортах, а часть из них заворачивают вокруг крыльев бортов.

Нити смежных слоев корда диагональных шин перекрещиваются между собой под определенным углом. Два смежных слоя образуют как бы ткань, состоящую из основы и утка.

Нити корда в шине располагаются спирально. Натяжение нитей в слое должно быть одинаковым. Каждая нить изолирована от других нитей и связана с ними резиной. При работе шины резина не только предохраняет кордные нити от влаги и перетирания друг о друга, но и оказывает влияние на условия работы и распределение нагрузок между ними. Резина обеспечивает прочную связь между элементами каркаса.

Корд обкладывают резиной с обеих сторон. Наиболее часто применяемая толщина прорезиненного корда — 1,0—1,5 мм при толщине нити 0,6—0,8 мм.

Существенное влияние на работу каркаса оказывает толщина (калибр) корда, его плотность, теплостойкость, равномерность натяжения нитей и многие другие качества. Так, например, с уменьшением толщины кордной нити и увеличением ее прочности уменьшаются калибр обрезинки корда и толщина резиновых прослоек, т. е. уменьшается толщина и слойность всего каркаса. Уменьшение толщины каркаса приводит к уменьшению потерь на трение, а следовательно, и к уменьшению теплообразования, улучшению условий охлаждения, уменьшению расхода резины, облегчению шины, к большей равномерности работы слоев и к улучшению многих других качеств.

При деформации резинокордной конструкции следует различать два вида трения: молекулярное — в материалах резины и корда;

механическое — между структурными частями корда, а также между кордом и резиной при плохой адгезии (сцеплении) между ними. Тот и другой вид трения нужно стараться уменьшить, для того чтобы получить шину высокого качества. Особое внимание необходимо уделять обеспечению хорошего сцепления между резиной и элементами кордной нити, в противном случае может происходить их расслаивание.

Для улучшения сцепления между резиной и кордом последний пропитывают специальными веществами — латексами (винилпирролиновым, карбоксинодержателем, фенольным и др.). Хорошее сцепление между резиной и кордом сводит к минимуму потери на механическое трение в резинокордной конструкции.

Прочность покрышки определяется в основном прочностью корда, так как модуль упругости его во много раз выше модуля упругости резины. Действительно, если у металлокорда он равен примерно 10^6 кгс/см², у текстильного корда 10^4 — $2 \cdot 10^4$ кгс/см², то у резины он лежит в пределах 10—80 кгс/см². По данным исследований Г. С. Филько, разрушение шины происходит в зоне наибольшего сжатия или наибольшего растяжения нити за цикл. Долговечность же связи корда с резиной при работе шины определяется как прочностью связей этих материалов, так и уровнем касательных напряжений на границе нить — резина.

Форму каркаса и число слоев корда в нем определяют расчетом, исходя из необходимого давления воздуха, нагрузки, типа и назначения шины, причем число слоев корда в каркасе берут обычно четным, чтобы обеспечить симметричность нагружения нитей. Исключением являются шины с меридиональным расположением нитей корда в каркасе. У этих шин число слоев корда в каркасе может быть и нечетным.

У покрышек легковых автомобилей число слоев корда равно от 2 до 6, а у грузовых — 2; 4; 6; 8; 10 и более. Отсчет слоев корда ведут обычно от внутренней стороны покрышки к внешней.

Для изготовления каркаса применяют корд 9Т, 11В, 17В, 12К, 12КТ и других марок с расстоянием между нитями 0,20—0,24 мм. В приведенных обозначениях цифры указывают марку корда, а буквы — основные его качества (Т — хлопчатобумажный точный; В — вязкий; К — капроновый; КТ — капроновый термовытянутый). При изготовлении многослойных покрышек (восемь слоев и более) в последних двух — четырех слоях применяют разреженный корд, например марок 75В, 74НВ, 94Т и других с расстоянием между нитями 0,47—0,50 мм. У многослойных покрышек верхние слои каркаса при качении колеса деформируются на большую величину, чем внутренние.

Поэтому применение в верхних слоях каркаса разреженного корда и резинокордных прослоек — сквиджей — обеспечивает большую свободу перемещения нитям корда.

Нити корда в слоях каркаса располагаются под углом (рис. 5, б) к радиальной линии профиля шины. Угол β имеет разную величину в разных точках профиля шины. Он уменьшается от короны (верх-

ней части) к бортам покрышки. Величина угла β в любой точке профиля недеформированной шины может быть определена по формуле

$$\sin \beta = \frac{r}{R_k} \sin \beta_k, \quad (1)$$

где β_k — угол наклона нити по короне покрышки;

R_k — радиус короны покрышки;

r — радиус точки профиля, в которой измеряется угол.

Угол нити корда по короне вулканизированной покрышки для всех шин подобного ряда выбирают по возможности одинаковым. У обычных шин легковых и грузовых автомобилей он равен примерно 52° , а у арочных шин — 56 — 57° . Отклонение угла от принятого получается по производственным причинам главным образом за счет унификации углов закроя и несовершенства технологического процесса, и может достигать 2 — 5° .

Угол нити корда по короне покрышки оказывает большое влияние на работу шины. Так, например, увеличение угла β (от принятого его значения) приводит к возрастанию боковой, тангенциальной и нормальной жесткости шины и к некоторому увеличению потерь на качение колеса. Уменьшение же угла β приводит к обратному явлению.]

Влияние угла расположения нитей корда на форму профиля каркаса обычной шины показано на рис. 6. Увеличение угла расположения нитей корда по отношению к плоскости профиля приводит при прочих равных условиях к уменьшению его высоты и увеличению ширины. Усилие в нити корда каркаса, обусловленное давлением воздуха, определяется следующей зависимостью [14]:

$$N = \frac{P_w (R_k^2 - r_0^2)}{2R_k n i_k \cos^2 \beta},$$

где N — усилие, действующее на нить корда, кгс/нить;

P_w — давление воздуха, кгс/см²;

R_k — радиус экватора покрышки, см;

r_0 — расстояние от оси колеса до самого широкого места покрышки, см;

n — число кордных слоев;

i_k — плотность нити корда по короне покрышки;

β — угол наклона нити корда к меридиональной плоскости в соответствующей точке профиля, град.

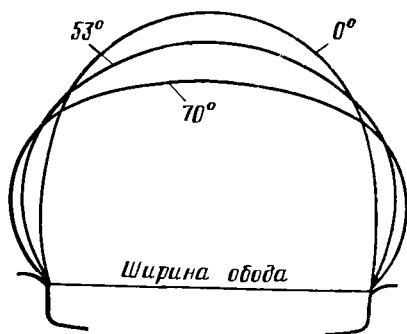


Рис. 6. Влияние угла расположения нитей корда на форму профиля каркаса, соответствующую нейтральной линии

Из формулы следует, что усилие в нити корда уменьшается с уменьшением угла β . При угле β , равном нулю, усилие имеет минимальное и одинаковое по длине нити значение. Шина с меридиональным расположением нитей корда в каркасе ($\beta=0$) и жестким в окружном направлении бреккером (шины Р) обладают повышенной нормальной и боковой эластичностью и имеют меньшие, чем у обычных шин, потери на качение.

Условия работы корда в шине. Материал корда и его свойства. Кордные ткани составляют около 30% от массы и стоимости покрышки. Они несут основную нагрузку во время работы шины, обеспечивая последней прочность, эластичность, износостойкость, сохранность формы и другие эксплуатационные качества.

Кордная нить в покрышке работает на растяжение, сжатие и многократный изгиб при широком диапазоне изменения температуры (от -50 до $+110^\circ$). Указанные напряжения возникают в результате действия давления воздуха в шине, центробежной силы и реакции дороги.

Давление воздуха и центробежная сила создают в корде обычно растягивающие напряжения. Эти напряжения возникают во всех точках шины, достигая обычно 1—2 кгс на нить.

Под действием приложенных к колесу сил шина деформируется в основном только на определенном участке окружности, называемом рабочей зоной, расположенной в области контакта шины с дорогой и равной примерно $\frac{1}{3}$ длины окружности. За один оборот колеса каждая нить корда из-за деформации шины получает дополнительное напряжение растяжения или продольного сжатия и изгиба. Продольные напряжения в корде изменяются на различных участках рабочей зоны шины, по толщине каркаса и длине нити. Максимальная величина дополнительных напряжений, возникающих в корде в результате качения колеса по плоскости, достигает 0,5—1,0 кгс на нить. Эти напряжения имеют циклический характер изменения.

Принято считать, что нити работать на сжатие не могут. Однако в покрышках кордные нити не свободные, а окружены резиной. Чтобы иметь ясное представление о работе кордной нити на сжатие в продольном направлении, ее следует рассматривать как спиральную пружину, изготовленную из структурного материала корда. Если заключенный в резине корд сжимать продольной силой (одновременно сжимая резину), то его спиральные слои сближаются. При этом резина сжимает нить поперек и препятствует расширению спиральных витков корда. В результате возросшего трения между элементами нити она оказывает сопротивление продольному сжатию, которое отрицательно сказывается на работоспособности корда. Максимальное сжатие наблюдают в зоне средней части контакта на внешнем слое каркаса и по боковине на внутреннем слое каркаса. Многократные циклы растяжения-сжатия являются главной причиной разрушения корда. Опыты [35] показывают, что нити корда по короне покрышки испытывают в средней части контакта на внутреннем слое каркаса деформации растяжения. Нить корда из-за

давления воздуха в шине удлиняется на 2—2,2%. При качении колеса деформация нити корда увеличивается на 1,0—1,5%. В зоне боковин нити корда в процессе качения колеса испытывают знакопеременную деформацию. Деформация нити корда изменяется с изменением слоистости каркаса, жесткости нити корда и каркасной резины, угла нити корда по короне покрышки, рисунка протектора, величины приложенных к колесу внешних сил.

Корд шины исходя из условий его работы и той роли, которую он выполняет в покрышке, должен обладать следующими основными требованиями: высокой прочностью при однократном и многократном нагружении, теплоустойчивостью, высокой эластичностью, наибольшей плотностью, возможно меньшим калибром, однородностью физико-механических качеств, малыми потерями на трение.

Корд изготавливают из хлопка, вискозы, полиамидных волокон (капрон, перлон, нейлон) полиэфирных волокон (тревира), стальной проволоки, стекловолокна и др. Корды из вискозы, полиамидных и полиэфирных волокон и стальной проволоки обладают рядом преимуществ перед хлопковым кордом. Поэтому хлопковый корд для современных шин не применяют. Кордную пряжу изготавливают из отдельных волокон. Нити 1 пряжи (рис. 7) скручивают в стренги 2, а стренги — в кордную нить 3. Структура кордной нити определяется числом нитей пряжи в стренге и числом стренг. Для изготовления шин применяют корд различных структур (37/5×3; 39/4×3; 14,7/2×2 и др.). Здесь первое число указывает номер пряжи, второе — число нитей пряжи в стренге, третье — число стренг в нити корда. Кордную нить изготавливают трехкратным кручением. Первая крутка — изготовление пряжи (примерно 800 оборотов нити на 1 пог. м); вторая — изготовление стренг (примерно 800 оборотов нити на 1 пог. м); третья — изготовление кордной нити (примерно 400 оборотов нити на 1 пог. м). Направление третьей крутки обычно противоположно первым двум.

Соотношение между первыми двумя и третьей круткой должно быть таким, чтобы внутренние силы упругости кордной нити, вызванные ее круткой, были уравновешены. Если эти силы не уравновешены, то кордная нить, сложенная вдвое, начнет скручиваться так, как это показано стрелкой М на рис. 7, а. Поведение уравновешенной нити показано на рис. 7, б.

Вискозный корд относится к классу текстильных материалов. Его изготавливают из искусственных волокон. Материалом для волокон служит целлюлоза. Физико-механические качества вискозного корда намного выше, чем хлопчатобумажного. Так, по сравнению с

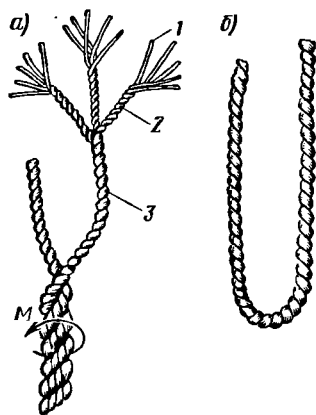


Рис. 7. Структура нити корда:
а — неуравновешенной; б — уравновешенной

хлопчатобумажным вискозный корд имеет бóльшую однородность нити, меньшее падение прочности при повышении температуры, меньшие гистерезисные потери, лучшую сопротивляемость многократным деформациям, меньшее теплообразование при работе шины. Пробег шин, изготовленных из вискозного корда, намного (на 60—70%) выше, чем у шин, изготовленных из хлопчатобумажного корда. Вследствие указанных преимуществ вискозный корд применяют при изготовлении шин, особенно из синтетического каучука.

В зависимости от назначения вискозный корд выпускают различным по толщине, прочности, относительному удлинению и числу круток. Повышение числа круток до известных пределов повышает усталостную прочность корда.

К недостаткам вискозного корда следует отнести плохое сцепление с резиной, склонность к остаточному удлинению, повышенную гигроскопичность, значительную потерю прочности при повышении влажности. Предохранению корда от увлажнения необходимо уделять особое внимание.

Современные шины и особенно шины, предназначенные для тяжелых условий работы (высокие скорости, резкие ударные воздействия и т. д.), делают из синтетических полиамидных волокон (капрона, перлона, нейлона). Шины, изготовленные из нейлона, обладают большой прочностью, высокой эластичностью и легкостью каркаса. Нейлон — термопластическое вещество, которое плавится при 250° С. По своим физико-химическим свойствам он является очень хорошим материалом для изготовления корда. Сечение нитей корда правильно круглое, восстановление после растяжения-сжатия почти полное (но несколько замедленное). Прочность нейлона значительно превосходит прочность хлопка и вискозы. Однако удлинение его достигает 15—20%, т. е. более оптимально допустимого для корда. При изготовлении шины, чтобы улучшить упругие свойства, т. е. уменьшить удлинение нейлона, проводят вытяжку с нагревом и охлаждением шин под давлением после вулканизации. Влагопоглощение нейлона значительно меньше, чем других волокон (при 65% относительной влажности оно составляет у мерсеризованного хлопка 11%, у вискозы 12%, у нейлона 4%).

Интересно отметить, что, несмотря на непрерывное улучшение качества вискозного корда, потребление его снижается, а полиамидного корда — непрерывно возрастает.

Полиэфирный корд (тревира) обладает высокой усталостной прочностью при работе с высокими начальными напряжениями. Поэтому его применяют для шин, работающих с большими нагрузками в тяжелых дорожных условиях.

Для изготовления шин, предназначенных для очень больших нагрузок и высоких скоростей движения по дорогам с усовершенствованным покрытием, применяют корд из высококачественной стальной проволоки диаметром 0,14, 0,15, 0,18 и 0,22 мм. Из этой проволоки скручивают нити корда различной структуры. Так, например, корд из проволоки 0,15 структуры $1 + (7 \times 3) = 22$ имеет калибр $0,85 \div 0,88$ мм и разрывную прочность 80 кгс, а корд струк-

туры $1 + (9 \times 3) + (9 \times 3) = 40$ имеет калибр 1,15 мм и разрывную прочность 155 кгс.

Применение стального корда в шинах стало возможно после разработки методов получения высокой связи его с резиной. Для улучшения связи между кордом и резиной стальную проволоку подвергают, например, оцинкованию или латунированию. Наряду с этим для достижения лучшей взаимосвязи между всеми проволоками и повышения выносливости к многократным деформациям в резинокордных образцах производят обвивку металлокорда оплеточной проволокой.

Стальной корд обладает рядом преимуществ перед кордами из других материалов. Он имеет высокую прочность, малое удлинение при растяжении, высокие теплопроводность и теплостойкость. Стальной корд, однако, обладает низкой усталостной прочностью при многократных больших деформациях. Поэтому в условиях больших многократных деформаций шины из металлокорда применять нецелесообразно. Металлокорд достаточно широко используется в производстве шин, особенно шин Р.

В настоящее время разработан полиамидный корд, по прочности равный металлокорду и значительно превышающий его по усталостной прочности. Он, вероятно, займет в будущем должное место в производстве шин.

Свойства корда характеризуются комплексом таких физико-механических показателей, как разрывная нагрузка, удлинение, усталость, величина круток, диаметр (калибр) и теплостойкость нити, ровнота нитей. Разрывная нагрузка, удлинение и утомляемость нити являются важнейшими показателями качества корда. Они определяются на разрывной машине при испытаниях образцов определенной длины. На рис. 8 приведены примерные характеристики растяжения вязкого (10В и 14В) хлопчатобумажного (9Т) и капронового (14К) кордов. Растяжение нити вплоть до ее разрыва сопровождается удлинением и уменьшением диаметра. Удлинение складывается из упругого, эластичного и остаточного удлинений и выражается в процентах от первоначальной длины образца.

Усталостная прочность корда характеризует его способность сопротивляться многократным деформациям. Имеется несколько методов определения усталостной прочности корда. Лучшими из них являются методы, основанные на определении усталостной прочности корда путем испытания его в модельных шинах либо в резинокордных образцах. Установлено, что если нить хлопчатобумажного корда при нагрузке 2,6 кгс может выдержать 100 циклов работы на растяжение, то при увеличении нагрузки до 4 кгс долговечность нити сокращается примерно в 10 раз.

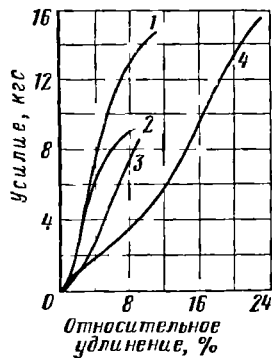


Рис. 8. Характеристика растяжения шинного корда:
1 — 14 В; 2 — 10 В; 3 — 9 Т;
4 — 14 К

У нитей из различных материалов имеется различное соотношение между молекулярными и механическими потерями (гистерезисом). Например, у вязкого и хлопчатобумажного корда механический гистерезис в 8—10 раз больше, чем молекулярный. У нейлона же потери на механический гистерезис незначительны.

Величина круток оказывает прямое влияние на сопротивление разрыву, удлинение, усталостную прочность и ряд других физико-механических свойств.

Диаметр кордовой нити также является важной ее характеристикой. От диаметра кордовой нити зависят толщина стенки и срок службы покрышки. С уменьшением диаметра нити при прочих равных условиях улучшаются эксплуатационные качества шины.

Теплостойкость нити — способность ее сохранять прочность при повышенных температурах. Хлопчатобумажный корд при повышении температуры до 120°С теряет 30—35% своей прочности, а вязкий — лишь 10—12%.

Ровнота нитей корда характеризует одинаковость физико-механических качеств. Кордные нити должны иметь хорошую ровноту по прочности и другим физико-механическим качествам.

Таблица 1

Характеристика корда	Тип волокон			
	Хлопок	Вискоза	Нейлон	Стальная проволока
Калибр, мм	0,8	0,63	0,51	0,92
Сопротивление разрыву, кгс/нить	7,7	7,1	12,7	82,1
Разрывное удлинение, %	11	14	18	1,6
Удлинение при нагрузке 4,5 кгс, %	7	9	10	0,26
Нагрузка на нить при 121°С, кгс/нить	5,4	6,4	11	82,0

В табл. 1 приведены некоторые характеристики корда, изготовленного из различных материалов.

Характеристики корда, полученные при статических испытаниях (скорость деформации порядка 0,10 м/мин), изменяются с увеличением скорости деформации. Даже при статических испытаниях показатели корда изменяются достаточно резко в течение первых 3—5 циклов, а затем остаются почти неизменными.

Опыты показывают, что с увеличением скорости деформации (от 1,9 м/мин до 19 м/мин) модуль растяжения нити увеличивается по сравнению со статическим модулем у капронового корда в 1,2 раза, а у вязкого — в 1,5 раза. Величина же динамического гистерезиса значительно меньше статического, причем гистерезис вязкого корда при статических режимах нагружения больше, чем у корда из синтетических волокон, а при динамических он очень мал. В этом случае вязкий корд оказался наиболее эластичным материалом.

Поэтому по статическим характеристикам еще нельзя судить о поведении материала в условиях динамического нагружения.

Известно, что материалы (корд и резина) по-разному ведут себя при различных режимах работы. Различают [3] три основных режима работы материала: заданных напряжений и деформаций и заданной работы деформации. Чтобы правильно выбрать материал для данной шины, необходимо знать его характеристики при указанных режимах работы. При этом одним из показателей, определяющим поведение корда при различных режимах нагружения, является величина его модуля на растяжение.

Каркасная резина, являясь связующим звеном между отдельными нитями корда, создает для них упругие основания, позволяющие нитям при деформации каркаса иметь относительные перемещения.

Деформация каркасной резины между отдельными нитями корда в слое и между слоями неодинакова. Режим работы резины в слое близок к режиму заданных деформаций, а возникающие напряжения деформации пропорциональны жесткости резины. Механизм взаимодействия резины с кордом достаточно сложный. При осевом сжатии нити наибольшие напряжения в резине и на границе стренга — резина возникают вблизи касания стренга. Напряжения сдвига на границе стренга — резина возникают в направлении к центру нити. Для шин диагональной конструкции, и в первую очередь малослойных шин легковых автомобилей, наиболее нагруженной оказывается резина между нитями в слое каркаса. Межслойная резина деформируется одновременно со слоями, а также испытывает деформации сдвига, которые обусловлены взаимным перемещением соседних слоев. В каркасе шин Р деформации сдвига резины значительно меньше, чем у диагональных шин. Связь между кордом и резиной должна быть по возможности максимальной, так как при этом уменьшается теплообразование и предрасположение каркаса шины к расслаиванию. Каркасная резина участвует в распределении нагрузок между нитями и слоем корда, уменьшает действие на корд ударных нагрузок, предохраняет его от взаимного перетирания и частично от увлажнения.

Каркасная резина работает на растяжение, сжатие и сдвиг. Исследования [5] показывают, что максимальную деформацию растяжения наблюдают на внутреннем слое каркаса в середине площади контакта и на наружном — в боковинах. Она складывается из деформации, обусловленной давлением воздуха P_w , и деформации, обусловленной нагрузкой. Напряжения сдвига в каркасной резине достигают максимума у границ площади контакта. Если максимальная деформация растяжения в корде равна примерно 3—5%, то максимальная деформация сдвига в резине каркаса равна примерно 30—40%. Напряжения сдвига возрастают с увеличением суммарного калибра кордных слоев, нагрузки на шину и давления воздуха в ней. Снижение жесткости каркасных резин приводит к уменьшению напряжений в корде, деформации сдвига резины при этом возрастают. Увеличение жесткости нитей корда приводит к увеличению напряжений в резине. Большие деформации сдвига резины

способствуют теплообразованию и расслаиванию каркаса. Поэтому от правильного выбора жесткости, теплостойкости и других физико-механических свойств каркасной резины существенно зависит работоспособность шины. Правильному выбору соотношения жесткости резины и корда необходимо уделять большое внимание. При выборе оптимальной жесткости резины или корда наряду с оценкой режимов деформации материалов необходимо учитывать их статическую и усталостную прочность.

Для изготовления каркасных резин применяют резиновые смеси, состоящие из каучука, вулканизирующих веществ, усилителей, ускорителей, мягчителей, противостарителей и красителей. Основным материалом резиновой смеси является каучук. Однако из одного каучука нельзя изготовить доброкачественную шину. Для получения вулканизированной резины нужного качества входящие в смесь вещества необходимо брать в оптимальной пропорции по отношению к весу каучука.

Резиновые смеси готовят как на основе натурального, так и синтетического каучука.

Натуральный каучук получают из млечного сока каучуковых растений, а синтетический — из этилового спирта и некоторых продуктов переработки нефти. Изготавливают несколько сортов синтетического каучука, обладающего различными свойствами (СКД, СКИ, СКС, полиуретановый и др.). Некоторые сорта синтетического каучука по своим физико-механическим свойствам не уступают натуральному и даже превосходят его.

Вулканизирующие вещества. Чистый каучук не обладает теми положительными свойствами, которые присущи вулканизированной резине. Только с открытием процесса вулканизации стало возможно широкое применение каучука. В качестве вулканизирующих веществ применяют серу, селен и полухромистую серу. Наиболее широкое применение в качестве вулканизирующего вещества получила сера.

Вулканизация — это сложный физико-химический процесс взаимодействия каучука с серой, протекающий при нагреве резиновой смеси. В результате этого процесса происходит изменение свойств каучука: он теряет пластичность и растворимость в нефтепродуктах и других растворителях, приобретает прочность, эластичность и ряд других положительных качеств. Каркасные резины содержат 1,5—4% серы от веса каучука и вулканизируются при температуре 100—140° С. Процесс вулканизации зависит от температуры и времени. Например, уменьшение температуры вулканизации на 10° С увеличивает время вулканизации вдвое. В процессе вулканизации качества вулканизата изменяются постепенно. Вначале они улучшаются, затем некоторое время сохраняются почти неизменными, в дальнейшем же начинают ухудшаться, так что недостаточное и излишнее время вулканизации приводит к ухудшению эластичных свойств резины.

Вещества, ускоряющие вулканизацию. Вулканизация резиновых смесей, содержащих в качестве вулканизирующего вещества одну

только серу, протекает очень медленно, часами. Для ускорения процесса вулканизации и улучшения физико-механических свойств резины в резиновые смеси добавляют некоторые минеральные (окись цинка, глет, едкие щелочи) и органические (альтакс, каптакс, тиурам) вещества, называемые ускорителями. Последние вводят в резиновые смеси в количестве 1—2% от веса каучука. Одновременное применение нескольких ускорителей повышает скорость вулканизации.

Усилители. Вулканизованная резиновая смесь, состоящая только из каучука, серы и ускорителей, обладает малой прочностью и плохо сопротивляется истиранию. Для повышения физико-механических свойств резины в смеси вводят специальные вещества, называемые усилителями. К их числу относят различные сорта саж, каолин, цинковые белила и другие материалы. Сажи бывают газовые, печные, форсуночные, термические и канальные. Они различаются между собой размерами частиц, развитостью и шероховатостью поверхности. Качество сажи оказывает большое влияние на качество резиновых изделий. Например, форсуночная сажа в смесях из синтетического каучука дает значительно большую прочность и эластичность резины, чем ламповая. Усилители вводят в резиновую смесь в количестве 40—80% от веса каучука.

Мягчители. Для улучшения технологических свойств резиновых смесей в них вводят специальные материалы, называемые мягчителями. К мягчителям относят большую группу органических веществ, таких как парафин, стеарин, вазелиновое масло, мазут, канифоль и др. Указанные вещества не только способствуют более равномерному распределению входящих в резиновую смесь материалов, но и повышают мягкость резиновых изделий. Некоторые мягчители, например вазелиновое масло, одновременно способствуют увеличению морозостойкости резины. Резиновые смеси содержат от 3 до 20% мягчителей от веса каучука.

Противостарители. В результате эксплуатации и длительного хранения резиновых изделий наблюдается значительное ухудшение их физико-механических свойств: резина растрескивается, становится хрупкой, менее прочной. Такое изменение физико-механических свойств резины со временем называется старением. Для предохранения резины от старения в смеси вводят специальные органические вещества (например, продукт 4010), называемые противостарителями. Их вводят в смесь в количестве 1,5—2% от веса каучука.

Каркасные резины работают в тяжелых температурных условиях при относительно малых периодических напряжениях. Действительно, они обладают плохой теплопроводностью, и поэтому при работе каркаса за счет гистерезисных потерь происходит значительное теплонакопление. При повышении температуры от нуля до 100°С прочность резины снижается примерно в 2—3 раза, а прочность связи между резиной и кордом — в 1½—2 раза. Для повышения прочности связи между резиной и кордом и прочности резины добавляют в резиновые смеси специальные вещества. Так, например, добавка к каучуку 4 вес. ч. резорцина с уротропином, или резо-

тропина, приводит к значительному повышению статической и динамической связи резинокордных систем.

Исходя из условий работы и той роли, которую выполняет каркасная резина в покрышке, к ней предъявляют следующие основные требования: высокая теплостойкость, возможно меньшие гистерезисные потери, высокая усталостная прочность, хорошее сопротивление старению, малая изнашиваемость, малое остаточное удлинение, высокое сопротивление раздиру. Эти требования выполняются подбором соответствующего состава резиновой смеси и проверкой указанных параметров испытанием вулканизированной резины. Вулканизированные резины проверяют обычно при нормальной и повышенной (до 100° С) температуре до и после старения по следующим показателям: сопротивлению разрыву, напряжению при удлинении на 100, 200, 300, 400, 500%, сопротивлению раздиру, относительному удлинению, сопротивлению сдвигу, эластичности по откосу, теплообразованию при многократных деформациях.

Брекер. Брекером называется резиновый или резино-кордный слой, расположенный между каркасом и протектором. Он состоит обычно из двух и более слоев разреженного корда, обложенного утолщенными слоями резины. Утолщенные слои резины создают благоприятные условия для перемещений нитей корда-брекера в процессе работы шины. Брекерные слои не закреплены на бортовых кольцах. Они значительно уже каркасных.

У диагональных шин величина угла и направление кордных нитей в них обычно соответствуют величине угла и направлению нитей корда в каркасе.

Конструкция брекера видоизменяется в зависимости от типа и назначения покрышки. Между кривизной коронной части каркаса, брекера и протектора должно существовать определенное соотношение.

Брекер пужен для усиления каркаса и улучшения связей между каркасом и протектором. Его получают правильным подбором материала брекера и его жесткости. Брекерные резины должны обеспечивать плавный переход жесткости от каркаса к протектору. Брекер смягчает воздействие ударных нагрузок на каркас шины и более равномерно распределяет по его поверхности тяговое, тормозное и поперечное усилия, увеличивая прочность каркаса в зоне беговой части протектора.

Брекерный слой работает в условиях многократных деформаций на растяжение, сжатие и сдвиг. Деформации в нем имеют большую величину, особенно деформации сдвига. Они приводят к существенному теплообразованию и ввиду плохой теплопроводности резины — к значительному накоплению тепла в брекере. Брекерный слой поэтому обычно имеет более высокую температуру по сравнению с другими элементами покрышки. Температура в нем может достигать 100° С и более. Резина брекера, кроме деформаций, обусловленных изгибом стенки шины, воспринимает также заданные нагрузки, связанные с передачей контактного давления. Поэтому она (особенно надбрекерная) работает в режиме, близком к режи-

му заданной нагрузки. Следовательно, нецелесообразно применять низко модульную резину [3].

Таким образом, брекерные резины должны иметь хорошую теплопроводность, высокую теплостойкость, малое тепловыделение при многократных деформациях, высокую усталостную прочность, хорошее сопротивление старению, большую выносливость на сдвиг и хорошее сопротивление расслаиванию.

Для изготовления брекера обычно применяют специальный разрезанный корд.

Корд брекера должен иметь высокую усталостную прочность, высокую теплостойкость и ряд других качеств, аналогичных качествам корда каркаса.

Протектор. Протектором называется толстый слой резины, расположенный на корне покрышки.

Назначение протектора — обеспечивать нужную износостойкость шины, хорошее сцепление ее с дорогой, ослаблять воздействие толчков и ударов на каркас шины, уменьшать колебания, и в первую очередь крутильные колебания в трансмиссии автомобиля, предохранять каркас и камеру от механических повреждений (порезов, надрывов, проколов) и влаги.

В процессе качения колеса протектор работает на растяжение, двустороннее сжатие и сдвиг. Указанные деформации имеют большую величину, чем у каркаса и брекера.

Протектор состоит из расчлененной части — рельефного рисунка и подканавочного слоя. Подканавочный слой составляет обычно 20—40% от толщины протектора. Слишком тонкий подканавочный слой способствует растрескиванию протектора, повышению деформации нитей корда первого слоя каркаса, уменьшению прочности каркаса при воздействии сосредоточенной нагрузки, а излишне толстый — ухудшает условия охлаждения шины, увеличивает гистерезис, приводит к перегреву и расслаиванию покрышки.

Протектор имеет разную толщину у шин разных типов и размеров. Чем толще протектор, тем больше пробег шины до полного его износа, тем лучше он защищает каркас от внешних воздействий. Однако более толстый протектор утяжеляет шину, приводит к перегреву ее и расслаиванию, повышает начальную интенсивность износа, увеличивает момент инерции колеса и его сопротивление качению. Особенно интенсивное тепловыделение вызывает толстый протектор при повышенных скоростях движения транспортных средств, когда появляются дополнительные деформации протектора из-за инерционных сил. Толщина протектора у шин легковых автомобилей колеблется в пределах от 7 до 17 мм, у шин обычных грузовых автомобилей — от 14 до 32 мм, а у арочных шин — от 40 до 60 мм. Оптимальную глубину рисунка и толщину подканавочного слоя выбирают с учетом условий работы шины (характера дорожного покрытия, скорости, климатических условий, характера работы шины), а также характеристики материалов, применяемых в шине (резины, корда, пропитки). Ширина протектора равна примерно 70—80% ширины профиля шины.

Автомобильные шины изготавливают с различными рисунками протектора. Рисунок с продольными канавками (ребристый) обеспечивает повышенное сцепление шины с дорогой в боковом направлении и недостаточное сцепление на мокрых и скользких покрытиях дорог в продольном направлении; рисунок же с поперечными канавками дает противоположные результаты. Поэтому на практике широкое применение находят протекторы, рисунок которых имеет продольно-поперечные канавки.

Рисунок протектора оказывает большое влияние на коэффициент сопротивления качению колеса, износ шины и сцепление ее с поверхностью дороги. Обеспечить высокую износостойкость и хорошее сцепление шины с дорогой — главная задача рисунка протектора. Рисунок протектора должен обеспечивать высокое сцепление шины в первую очередь с мокрой и скользкой поверхностью дороги. На мокрых покрытиях дорог рисунок протектора работает как насос. В передней части контакта влага под давлением, возникающим в набегающем клине и под элементами протектора, выжимается в канавки рисунка, захватывается ими и выбрасывается в задней части контакта. Продольные дренажные канавки в контакте при работе шины приобретают форму насадка «Вентури». В зависимости от процента загрязненности воды меняется ее вязкость, осложняются условия осушения контакта. Поэтому для обеспечения лучшего сцепления с загрязненным покрытием дороги протектор шин должен иметь большую ширину и глубину канавок.

В результате действия на колесо нормальной нагрузки G_k на каждый элемент протектора в контакте действует определенная величина нормального давления и касательного усилия. Отношение касательного усилия к нормальному давлению характеризует собой напряженность данного элемента контакта. Напряженность, вызванная нагрузкой G_k , в большой степени зависит от рисунка протектора. Рисунок протектора нужно конструировать таким образом, чтобы напряженность в контакте была возможно меньшей.

При конструировании рисунка протектора кривизну протектора и окружную жесткость различных ребер протектора подбирают таким образом, чтобы радиусы качения их были равны между собой (необходимо рассматривать при этом качение каждого кольца в отдельности). В противном случае между ними в контакте возникнут дополнительные напряжения, ухудшающие сцепление шины с дорогой и увеличивающие износ протектора. Это в равной мере относится и к работе двусенных колес. Для улучшения равномерности износа необходимо, чтобы при прочих равных условиях жесткость протектора в окружном направлении по ширине беговой дорожки была примерно одинаковой. Опыты показывают, что шины с ребристым рисунком протектора изнашиваются медленнее и более равномерно, чем шины с рисунком «шашки».

Протектор шины при эксплуатации истирается до определенной дуги независимо от первоначальной кривизны. Чем больше первоначальная кривизна протектора, тем быстрее изнашивается он по короне покрышки. Слишком малая кривизна протектора приводит

к повышенному его износу в плечевой зоне (у краев протектора). В плечевой зоне при этом наблюдаем значительное повышение температуры, отрицательно влияющее на работу шины. Кривизну беговой дорожки принято выражать процентным отношением стрелы дуги протектора к высоте профиля шины. У шин легковых автомобилей отечественного производства кривизна беговой дорожки равна 6—8%, а у зарубежных автомобилей — 3—5%. Первоначально кривизну протектора целесообразно выбирать близкой к кривизне дуги естественного износа.

За последнее время отмечено уменьшение стрелы прогиба протектора и даже задается обратной кривизна протектора по форме (рис. 9) для улучшения характера взаимодействия его с дорогой. Считают также, что большой запас резины в плечевой зоне позволяет изнашивать ее более интенсивно. Наряду с этим для повышения боковой устойчивости делают также небольшое скругление плечевой зоны протектора, что позволяет уменьшить перераспределение удельных давлений в поперечной плоскости контакта при нагружении шины боковой силой и тем самым улучшить сцепление ее с дорогой. У шин с небольшой обратной кривизной протектора по форме при накачивании их воздухом удается получить плоскую или слегка выпуклую, беговую дорожку. Это приводит к тому, что элементы протектора получают некоторое предварительное растяжение в поперечной плоскости, а при качении колеса — меньшую поперечную напряженность в контакте и лучшее сцепление с дорогой.

Для широкопрофильных шин обратную кривизну протектора задают главным образом для того, чтобы в зоне контакта не происходило знакопеременных мембранных деформаций, учету которых необходимо уделять больше внимания.

При движении автомобиля, особенно по дорогам с усовершенствованным покрытием, шины должны создавать возможно меньший шум. Бесшумность шин достигается правильным выбором рисунка протектора и применением переменного шага его по длине окружности колеса. Переменный шаг рисунка протектора способствует уменьшению шума, но отрицательно влияет на работу трансмиссии автомобиля ввиду переменной жесткости шины по окружности колеса, создающей пульсацию нагрузки в трансмиссии автомобиля.

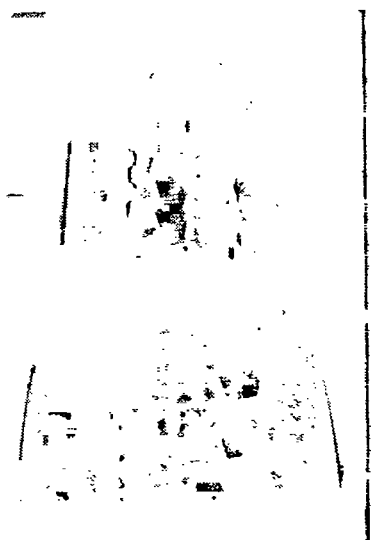


Рис. 9. Шины с дорожным рисунком, имеющие обратную кривизну протектора

Из изложенного следует, что рисунок протектора должен обеспечивать хорошее сцепление с дорогой, сопротивление истиранию, отвод грязи и влаги из зоны контакта, отвод тепла от каркаса покрышки и уменьшать динамические нагрузки на каркас. Он должен обеспечивать также бесшумность при движении автомобиля, минимальную напряженность между шиной и дорогой, равномерное давление на каркас шины и дорогу. Площадь соприкосновения протектора шин общего назначения с покрытием дороги не должна быть меньше 50—70% контурной площади контакта.

Протекторная резина должна обладать высокими физико-механическими свойствами, быть прочной, эластичной, хорошо сопротивляться истиранию, надрезам, надрывам и многократным деформациям, быть стойкой к старению как под воздействием внешней среды, так и внутреннего теплообразования. Выступы рисунка и подканавочный слой протектора имеют разное назначение и работают в различных условиях. Поэтому протектор изготавливают иногда из двух различных резин. Верхний «рисуночный» слой делают из более жесткой износостойкой резины, а подканавочный — из более эластичной и менее износостойкой резины.

Боковины. Боковиной называют резиновый слой, покрывающий боковые стенки каркаса и предохраняющий последний от влаги и механических повреждений. Боковины должны быть достаточно тонкими и эластичными, чтобы хорошо выдерживать многократный изгиб и оказывать малое влияние на жесткость каркаса. В зависимости от типа и размера шин толщину боковин берут равной 1,5—3,5 мм, а у арочных шин толщину боковин доводят до 10 мм. В большинстве случаев боковины изготавливают как одно целое с протектором из протекторной смеси. Однако исходя из условий работы и тех требований, которые предъявляют к боковинам, их можно делать и из более дешевых резиновых смесей. Обычно на боковинах наносят размер покрышки, ее номер, дату изготовления и другие обозначения.

Борта. Бортами называют жесткие части покрышки, служащие для крепления ее на ободе колеса. Они образуются из крыльев, обернутых концами слоев корда. В многослойных покрышках каждый борт содержит обычно два крыла. Крыло прямобортовой покрышки изготавливают из бортового кольца, выполненного из стальной проволоки, твердого профильного резинового шнура, обертки и усилительных ленточек. Металлическое кольцо придает борту необходимую жесткость и прочность, а резиновый шнур — монолитность и способствует оформлению борта. Бортовое кольцо вместе с резиновым шнуром обматывают тонкой текстильной прорезиненной оберткой и усилительными ленточками, служащими для укрепления крыла в покрышке.

Борта покрышки должны обладать большой прочностью и строго сохранять свои размеры. Форма бортового кольца оказывает существенное влияние на правильность установки и работы борта на ободе колеса. Прочность и жесткость бортов обеспечивается бортовыми кольцами, работающими в основном на растяжение.

Бортовые кольца изготавливают как из плетенки, так и из одиночной проволоки. Наиболее монолитными, прочными и надежными являются кольца, изготовленные намоткой в виде троса из одиночной проволоки. Нагружение бортовых колец происходит под действием давления воздуха в шине, сил, действующих на колесо со стороны дороги, сил, обусловленных посадкой с натягом бортов шины на конические полки обода, и центробежной силы. Количество металлических проволок в бортовом кольце и толщину их определяют расчетом. Запас прочности бортовых колец берут равным от 4 до 5. Использование такого большого эмпирического коэффициента запаса прочности свидетельствует о том, что расчет только частично охватывает напряжения, возникающие в зоне борта шины при эксплуатации. При качении шины по дороге на статические предварительные напряжения в борте накладываются переменные (динамические) напряжения, максимальная величина которых наблюдается в точке борта, расположенной вблизи под осью колеса. Прирост напряжений в указанной точке достигает 25—40% от статических. Поэтому при расчете необходимо учитывать динамические нагрузки и усталостную прочность проволоки бортовых колец.

2. БЕСКАМЕРНЫЕ ШИНЫ

Бескамерная шина по внешнему виду весьма близка к обычной автомобильной покрышке. В отличие от обычной покрышки она имеет воздухонепроницаемый слой, специальную форму и конструкцию бортов, обеспечивающих более плотную посадку шины на обод колеса.

Герметизирующий слой привулканизируют вместо камеры к внутренней поверхности покрышки. Его изготавливают из смесей натурального и синтетического каучука, обладающих повышенной газонепроницаемостью. Он имеет толщину примерно 1,5—3,0 мм.

Бескамерные шины выпускают как с самозаклеивающим слоем, так и без него. Бескамерные шины с самозаклеивающим слоем не получили распространения. Попытки положительных решений в этом направлении продолжаются. Шины без самозаклеивающего слоя после прокола их каким-либо предметом и удаления его из покрышки нуждаются в ремонте.

Бескамерные шины выпускают нескольких видов, различающихся в основном по конструкции бортовой части. У различных видов бескамерных шин борта имеют как различную конфигурацию, так и различное внутреннее строение. Бескамерные шины выпускают с гладкими бортами и с уплотнительными кольцевыми выступами на них. Концентрические уплотнительные кольца делают на внешних сторонах бортов шины. Шины с бортами, имеющими кольцевые выступы, оказались менее надежными, чем с гладкими бортами. В нашей стране выпускают бескамерные шины с гладким покровным слоем резины на бортах.

Бескамерные шины легковых автомобилей взаимозаменяемы с камерными.

Герметизацию поверхности стыка между ободом и шиной обеспечивают увеличенным натягом и специальной конструкцией бортов. Носкам бортов придают форму, обеспечивающую более плотную посадку на ободе. Бескамерные шины монтируют на специальные герметичные обода. Вентиль крепят непосредственно в обод колеса. Герметизацию между ободом колеса и вентилем достигают резиновыми прокладками.

Бескамерные шины для грузовых автомобилей сходны по своей конструкции с шинами для легковых автомобилей.

Бескамерная шина выполняет одновременно функцию покрышки и камеры. Это усложняет условия ее работы, особенно если учесть, что воздух, диффундирующий через герметизирующий слой, попадает в тело каркаса и создает между его элементами дополнительные напряжения. Он может в некоторых случаях приводить к расслоению каркаса и отслоению протектора. Поэтому к герметизирующему слою необходимо предъявлять высокие требования по газонепроницаемости. Одновременно для улучшения отвода воздуха, проникшего в каркас шины, в покровной резине делают специальные дренажные отверстия, которые обычно располагают вдоль плечевой зоны и надбортовой части шины.

Средняя рабочая температура бескамерных шин благодаря улучшенному теплообмену через обод колеса меньше, чем у шин с камерой. Улучшенный теплообмен и повышенная прочность позволяют надежно использовать бескамерные шины на повышенных скоростях движения автомобилей и иметь при этом пониженный износ протектора. Опыт эксплуатации показывает, что средний срок службы бескамерных шин примерно на 20% выше, чем у покрышек с камерами.

Монтаж и ремонт бескамерных шин из-за отсутствия камеры намного проще, чем у обычных камерных шин. Простота ремонта значительно сокращает время простоев автомобиля в пути.

Бескамерные шины являются более совершенными по сравнению с камерными. Однако для их изготовления требуются высококачественные материалы, совершенная технология и высокая культура производства. Эффективное использование бескамерных шин требует также более высокой культуры их эксплуатации.

3. ШИНЫ ИЗ МЕТАЛЛОКОРДА

Шины из металлокорда по внешнему виду почти не отличаются от обычных пневматических шин. По внутреннему же строению они представляют собой совершенно новую конструкцию. Шины из металлокорда выпускают трех различных типов: с металлокордом в каркасе и брекере, с нейлоновым кордом в каркасе и металлокордом в подканавочном слое, с меридиональным расположением нитей стального или нейлонового корда в каркасе и металлокордом в брекере.

Шины из металлокорда для грузовых автомобилей имеют одно-, двух- и четырехслойный каркас. Калибр каждого слоя в каркасе

берут равным 1,0—1,2 мм. Под первым слоем и между слоями каркаса четырехслойной шины прокладывают мягкую прослоечную резину толщиной 0,8 мм. У двухслойных шин этих прослоек не делают. Между каркасом и брекером и в брекере резиновые прослойки отсутствуют. Брекер делают из обычного прямого и извилистого корда. Извилистость нитей брекера повышает их усталостную работоспособность. Нити смежных слоев корда в каркасе и брекере располагают под определенным углом.

Для металлокордных шин нужно задавать большую толщину подканавочного слоя.

Шины из металлокорда имеют мощные и более широкие борта, чем обычные шины. Концы слоев корда завернуты около одного или двух бортовых колец, навитых из одиночной проволоки.

На внутренней стороне каркаса в зоне беговой дорожки шины из металлокорда имеют привулканизированный слой резины, толщина которого по короне покрышки достигает 9 мм. Он служит для предохранения камеры от проколов и более равномерного распределения напряжений в теле шины в зоне беговой дорожки.

Высокая прочность стального корда позволяет изготавливать шины даже для тяжелых грузовых автомобилей из двух—четырех слоев корда в каркасе вместо 8—14. Это приводит к значительному уменьшению толщины каркаса, его резиносодержания, потерь на качение и позволяет увеличить толщину протектора, а следовательно, и срок службы шины. Металлокорд, обладая высокой теплопроводностью и теплостойкостью, способствует уменьшению в наиболее напряженных зонах и более равномерному распределению температуры в теле покрышки. Указанное улучшает условия работы резины в шине, обеспечивает сохранность ее физико-механических качеств. Ввиду малого относительного удлинения стального корда под нагрузкой каркас шины практически не разнашивается, а резина протектора не испытывает растяжения. Это повышает сопротивление резины истиранию и разрастанию повреждений. Срок службы шин из металлокорда при эксплуатации их в различных дорожных условиях выше, чем у обычных шин, эксплуатирующихся в аналогичных условиях.

Шины с нейлоновым кордом в каркасе и металлокордом в брекере имеют несколько больший по сравнению с обычными шинами срок службы. Металлокорд подканавочного слоя увеличивает прочность каркаса в зоне беговой дорожки, снижает температуру в наиболее напряженных точках шины, защищает каркас шины от повреждений, препятствует разрастанию трещин в протекторе.

Шины с меридиональным расположением нитей металлокорда в каркасе являются новыми и перспективными.

Шины из металлокорда могут успешно работать на хороших дорогах при больших скоростях движения автомобилей; в указанных условиях эксплуатации использовать эти шины наиболее целесообразно. Меридиональное расположение нитей корда в каркасе открывает широкую перспективу для применения металлокорда в шинах.

4. ШИНЫ P И PC

Шины P и PC отличаются от шин обычной конструкции по расположению нитей корда в каркасе, по форме профиля, слойности, особенностям брекера, бортовой части, протектора и качеству применяемых материалов. Шины P и PC представляют разновидность одной и той же конструкции, имеющей радиальное расположение нитей корда в каркасе в отличие от диагонального у шин обычной конструкции (рис. 10). Шины P изготавливают в камерном и бескамерном исполнении. Они имеют обычный протектор и жесткий в окружном направлении пояс, привулканизированный к каркасу. Их изготавливают как полностью из текстильного или специального корда в каркасе и поясе, так и комбинированными, т. е. из текстильного корда в каркасе и металлического корда в поясе. Шины PC в отличие от обычных имеют радиальное расположение нитей каркаса и съемный протектор, армированный стальным кордом. Съемный протектор делают из одного или трех колец. Протекторные кольца, имеющие резиновые герметизирующие буртики, монтируют на посадочную часть корпуса шины между направляющими ребрами. При накачивании шины воздухом происходит увеличе-

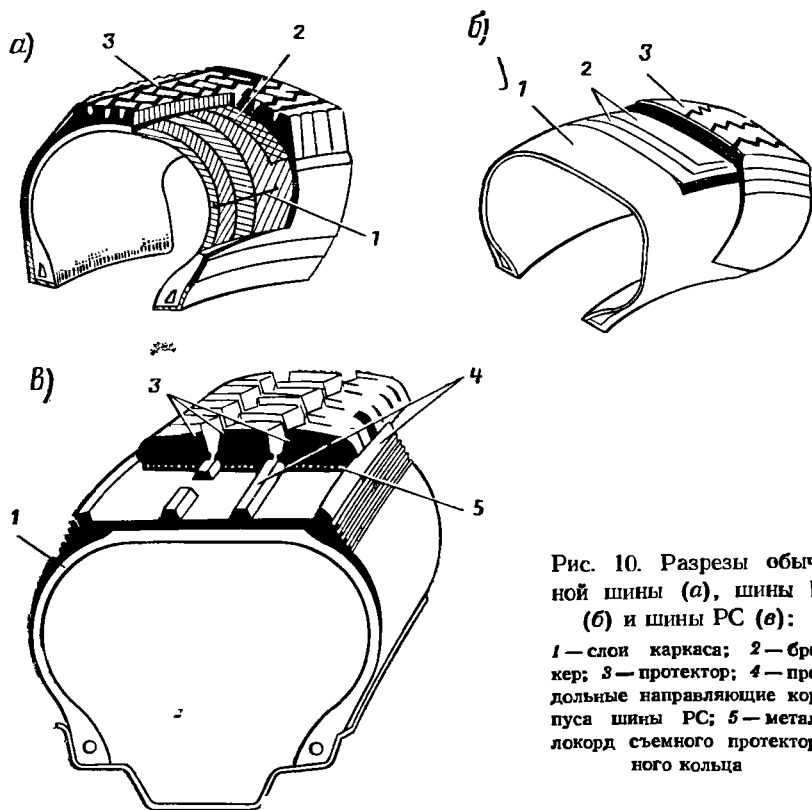


Рис. 10. Разрезы обычной шины (а), шины P (б) и шины PC (в):

1 — слой каркаса; 2 — брекер; 3 — протектор; 4 — продольные направляющие корпуса шины PC; 5 — металлокорд съемного протекторного кольца

ние наружного диаметра каркаса, вследствие чего обеспечивается плотная посадка протекторных колец. Кольца надежно удерживаются на корпусе лишь при наличии установленного определенного внутреннего давления воздуха в шине. Поэтому контроль за давлением должен быть более строгим.

У шин Р и РС нити корда в смежных слоях каркаса не перекрещиваются и лежат в радиальных сечениях. Такое расположение нитей улучшает условия их работы (резко уменьшаются деформации сжатия и сдвиговые деформации резины). Поэтому каркасы шин Р и РС имеют по сравнению с обычными шинами более высокий срок службы. Вместе с тем связь между нитями в окружном направлении у шин Р и РС меньше, чем у обычных, так как она осуществляется только через резину.

Поэтому каркасная резина у шин Р и РС должна обладать высокими механическими показателями, т. е. иметь высокую прочность, хорошо сопротивляться растрескиванию и многократным деформациям растяжения-сжатия.

Брекерный пояс шин Р состоит из двух, трех и более слоев прочного разреженного вязкого или стального обрезаемого корда. Нити смежных слоев корда брекера перекрещиваются под малым углом друг к другу и под большим углом ($70-80^\circ$) к меридиональной плоскости. Такое расположение нитей корда придает поясу большую жесткость в окружном направлении. Пояс из металлического корда ввиду большой прочности и жесткости последнего содержит значительно меньшее количество слоев, чем пояс из текстильного корда. Поэтому в шинах грузовых автомобилей больших размеров наиболее рационально использовать металлический корд, так как количество слоев текстильного корда было бы очень большим. В шинах же легковых и грузовых автомобилей малой грузоподъемности пояс можно делать как из текстильного, так и из металлического корда.

Для смягчения воздействия на жесткий металлический пояс передаваемых от дороги толчков и ударов и гашения возникающих в поясе вибраций рекомендуют поверх металлокордного пояса располагать тонкий слой текстильного корда.

Текстильный корд каркаса шин Р и РС, и особенно пояса (брекера) шин Р, должен обладать малым относительным удлинением и высоким сопротивлением изнашиваемости в процессе работы шины. Если корд имеет большее относительное удлинение и сильно изнашивается, то шины, изготовленные из него, увеличивают в процессе работы свои геометрические размеры. Это повышает напряжение в резине и приводит к появлению трещин на поверхности шины (особенно в надбортовой части и вблизи плечевой зоны) и преждевременному износу протектора.

У шин РС (см. рис. 10, в) роль жесткого пояса выполняет съемный протектор, состоящий из одного или нескольких колец, армированных стальным кордом. В съемных протекторных кольцах нити корда расположены в их основании в окружном направлении в один, два или более рядов.

Сочетание в каркасе и жестком в окружном направлении поясе шин Р и РС резко различного направления нитей корда обеспечивает высокую эластичность каркаса и большую прочность беговой части шины, которая ведет себя при качении колеса подобно тракторной гусеничной ленте.

Протектор шин обычной конструкции и шин Р составляет с бреккером и каркасом единое целое. У шин же РС протектор как бы объединен с бреккерным поясом и является съемным. У шин Р и РС, особенно предназначенных для работы на дорогах с разбитым и изношенным покрытием, толщину подканавочного слоя назначают несколько большей, чем у диагональных шин.

Боковины шин Р и РС делают из более толстой и более качественной резины, чем у шин обычной конструкции. Это нужно для улучшения связи радиально расположенных нитей в окружном направлении и предохранения их от механических повреждений. Чтобы избежать возникновения трещин на боковине и в местах стыка боковой стенки с бортом и краями бреккера, следует подбирать резины с особо высокой усталостной прочностью и стойкостью к озонному старению. Согласно исследованиям Г. С. Филько, при эксплуатационных значениях нагрузки и внутреннего давления уровень максимальных напряжений боковин шин Р примерно вдвое выше, чем у диагональных, причем в наиболее нагруженной зоне резина испытывает двустороннее растяжение, тогда как в диагональных шинах растяжение в одном из главных направлений сочетается со сжатием в противоположном.

Бортовая часть шин Р и РС вследствие радиального расположения нитей корда и более гибкого каркаса работает в более тяжелых условиях, чем у шин обычной конструкции, несмотря на то, что по сравнению с бортами обычной шины часть нагрузки с бортов шины Р снята жестким поясом. Поэтому бортовые кольца Р и РС делают более прочными, а борта шин более жесткими. У шин Р и РС отношение высоты H к ширине профиля B составляет 0,7—0,85. Такая форма профиля обеспечивает при накачивании шины воздухом увеличение ее по наружному диаметру и прочное прижатие посадочной части корпуса к жесткому в окружном направлении поясу или съемным протекторным кольцам.

У шин Р и РС в отличие от обычных каркас делают неравновесной формы, т. е. каркас способен значительно изменять свои размеры при накачивании шины воздухом. Жесткий пояс или съемные протекторные кольца ограничивают возможность каркаса увеличивать свой наружный диаметр при накачивании шины воздухом.

В результате пояс берет на себя нагрузку, обусловленную давлением воздуха на беговую часть шины. Это наряду с радиальным расположением нитей корда уменьшает по сравнению с обычными шинами нагрузку на боковины и борта покрышки, позволяет делать каркас меньшей слойности, а следовательно, и более гибким. В зависимости от диаметра и ширины пояса изменяется форма профиля шины и отношение между величиной нагрузки, воспринимаемой поясом и каркасом.

Влияние брекерного пояса или съёмного протектора на форму шины обычно оценивают коэффициентом опоясанности K :

$$K = \frac{H_1 - H}{H_1},$$

где H_1 — высота профиля (по первому слою каркаса) накачанной шины без пояса;

H — высота профиля накачанной шины с поясом.

На рис. 11 показаны формы профиля одной и той же шины P при различных коэффициентах K и зависимость основных геометрических параметров профиля от коэффициента опоясанности шины.

Данные рис. 11 [27] свидетельствуют о том, что с увеличением коэффициента опоясанности изменяется форма профиля шины, т. е. увеличивается ширина профиля B , ширина b_K каркаса, опирающегося на пояс, уменьшаются кривизна каркаса по короне покрышки ($1/\rho$) и отношение высоты H к ширине B профиля шины.

Между указанными параметрами и коэффициентом опоясанности шины не существует линейной зависимости. Ширину брекерного пояса и давление воздуха в шине в процессе опытов принимали неизменными.

Для определения участка b_K каркаса, опирающегося на пояс, рекомендуют [27] следующую полуэмпирическую зависимость:

$$b_K = 2\sqrt{(2\rho_1 - f)f},$$

где ρ_1 — радиус кривизны равновесной конструкции каркаса по короне покрышки при отсутствии пояса;

$f = H_1 - H$ — разность между высотой профиля шины без пояса и высотой профиля с поясом.

При постоянном значении f величина b_K будет тем больше, чем больше периметр профиля, а отношение ширины L пояса к b_K может быть в зависимости от коэффициента K равно, больше или меньше единицы.

Шины легковых автомобилей имеют более высокий коэффициент опоясанности K (0,11—0,16) по сравнению с шинами грузовых автомобилей, у которых он равен 0,07—0,08. У шин легковых автомоби-

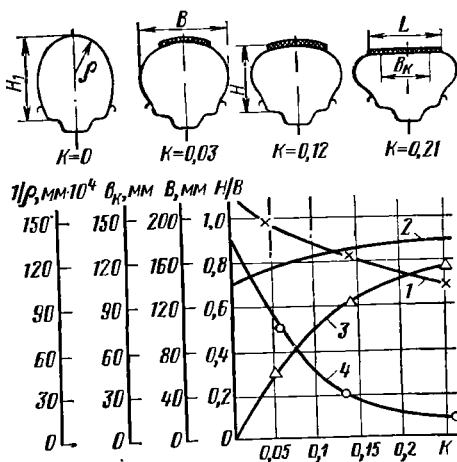


Рис. 11. Зависимость геометрических параметров профиля шины от коэффициента опоясанности K :

1 — H/B ; 2 — B ; 3 — b_K ; 4 — $1/\rho$

лей ввиду относительно малого давления воздуха для обеспечения надежной работы жесткого пояса принимают большой коэффициент опоясанности. Меньший коэффициент опоясанности у шин грузовых автомобилей обусловлен также необходимостью рационального распределения нагрузки между поясом и каркасом. Коэффициент опоясанности у шин РС выше, чем у шин Р. У шин Р ширина пояса больше ширины каркаса, опирающегося на пояс, а у шин РС это соотношение близко к единице. Аналогичное соотношение сохраняется между шириной беговой дорожки протектора и величиной b_k .

С изменением коэффициента опоясанности изменяются усилия в нитях каркаса и пояса.

При прочих равных условиях увеличение коэффициента опоясанности шин Р приводит к уменьшению усилий в нитях каркаса, увеличению их в нитях пояса и увеличению общего усилия, воспринимаемого поясом в окружном направлении.

5. ШИНЫ РЕГУЛИРУЕМОГО ДАВЛЕНИЯ

Шины регулируемого давления воздуха по своей конструкции приспособлены к работе в широком диапазоне изменения давления воздуха. Они отличаются от обычных шин увеличенными (на 25—40%) размерами профиля поперечного сечения, меньшим (в 1,5—2 раза) номинальным давлением воздуха, меньшей слоистостью каркаса, наличием мягких резиновых прослоек между слоями корда и рисунком протектора, имеющим насыщенность 35—45% с высокими (15—30 мм) сильно расчлененными грунтозацепами, обычно распространенными на боковины шины. У некоторых шин регулируемого давления плечевая зона протектора скруглена. Шины со скругленной плечевой зоной протектора обеспечивают лучшее взаимодействие с мягким грунтом, но ухудшают устойчивость автомобиля на размокших грунтовых дорогах и косогорах. Применяют обычно шины регулируемого давления с отношением высоты профиля H к его ширине B , равном примерно 1, и широкопрофильные с отношением $H/B=0,65—0,85$. Последние получают достаточно широкое распространение.

По мере уменьшения отношения высоты профиля шины к его ширине эффект регулирования давления снижается, т. е. при одинаковой степени снижения давления воздуха прирост площади контакта у широкопрофильных шин меньше.

Ввиду пониженной слоистости и повышенной относительной деформации шины с регулируемым давлением воздуха работают в очень напряженном режиме, поэтому долговечность их ниже, чем у обычных шин. Давление воздуха в шинах в пределах от номинального до 0,5—0,7 кгс/см² регулируют обычно лишь при работе на мягких опорных поверхностях. Допускаемая величина регулирования давления воздуха зависит от конструкции шины, жесткости опорной поверхности и скорости движения. Чем эластичнее шина, больше ее высота профиля, мягче опорная поверхность и меньше скорость движения автомобиля, тем больше при прочих равных

условиях допускаемый диапазон регулирования давления воздуха и время работы на пониженном давлении. Величину пробега шин регулируемого давления при пониженных давлениях воздуха в них строго регламентируют.

6. ШИРОКОПРОФИЛЬНЫЕ ШИНЫ

Широкопрофильные шины, заменяющие двойные скаты, по своей конструкции внешне сходны с широкопрофильными шинами регулируемого давления. Однако они рассчитаны на работу с более высокими скоростями, большими нагрузками и давлениями воздуха, и поэтому их делают с более прочным каркасом, более мощными бортами и надбортной частью, обычно с дорожным или универсальным рисунком протектора. Давление воздуха в широкопрофильных шинах несколько ниже, чем у обычных шин.

7. АРОЧНЫЕ ШИНЫ, ПНЕВМОКАТКИ, КРУПНОГАБАРИТНЫЕ ШИНЫ

Арочные шины по своей конструкции существенно отличаются от обычных шин, и в первую очередь формой профиля поперечного сечения (рис. 12, а и б). Профиль шины имеет арку переменной кривизны с низкими мощными бортами. Отношение высоты профиля к ширине у арочных шин составляет 0,35—0,50, а отношение ширины обода к ширине профиля равно 0,9—1,0. Арочные шины имеют прочный тонкослойный каркас из полиамидного корда, резиновый брекер, рисунок протектора повышенной проходимости с мощными расчлененными грунтозацепами звольвентной формы почти на всю ширину профиля высотой 35—40 мм и шагом 100—250 мм.

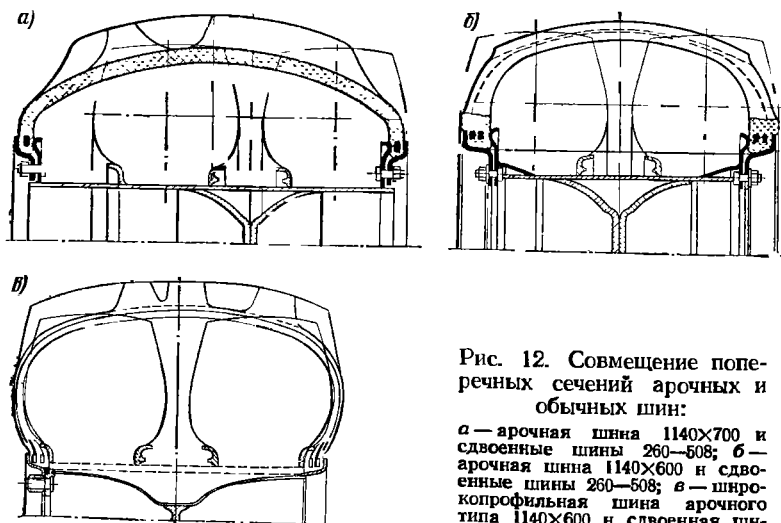


Рис. 12. Совмещение поперечных сечений арочных и обычных шин:

а — арочная шина 1140×700 и сдвоенные шины 260—508; б — арочная шина 1140×600 и сдвоенные шины 260—508; в — широкопрофильная шина арочного типа 1140×600 и сдвоенная шина 260—508

Для повышения проходимости, особенно на мягких грунтах, конструкция каркаса арочной шины разработана с таким расчетом, чтобы иметь большой мембранный эффект, возможно малое сопротивление изгибу, большую площадь контакта с грунтом и малое внутреннее давление воздуха в шине. При качении арочная шина интенсивно уплотняет грунт в направлении к центру контакта и тем как бы сама себе строит дорогу. На очень слабых грунтах с глубоко расположенным подстилающим твердым слоем, где арочные шины сильно погружаются и почти не деформируются, чем создают большое сопротивление движению, эффективность применения их снижается. Дальнейшие конструктивные разработки привели к созданию промежуточной по ширине профиля между обычной и арочной шиной конструкции широкопрофильной шины арочного типа (рис. 12, в).

Пневмокатки. Для дальнейшего повышения проходимости автомобилей и других колесных машин на опорных поверхностях с очень низкой несущей способностью (снежная целина, заболоченная местность, сухой песок) были разработаны специальные шины — пневмокатки. Они имеют тонкослойную оболочку, большую ширину профиля, малый посадочный диаметр, очень низкое давление воздуха.

Пневмокатки работают в зависимости от нагрузки и дорожных условий при давлении воздуха от 0,1 до 0,7 кгс/см², допуская относительную деформацию 25—30% от высоты их профиля. Ввиду большой ширины профиля, низкого давления и эластичной оболочки пневмокатки имеют значительно большую площадь контакта по сравнению с обычными и арочными шинами. При движении их оболочка очень хорошо приспосабливается к неровностям пути (обтекает их).

В нашей стране разработаны и выпускаются пневмокатки размерами 1200×1200 — 508 модели Я-194; 1000×1000 — 250 модели И-245 и 24×36 — 6 модели И-220. Пневмокатки получили достаточно широкое распространение в США.

Несмотря на свои достаточно большие размеры, пневмокатки из-за низкого давления воздуха в них имеют относительно малую грузоподъемность. Большая ширина и малая грузоподъемность ограничивают использование пневмокатков на автомобилях. Их целесообразно применять на специальных машинах, созданных с учетом особенностей пневмокатков.

Для работы на местности в условиях, где нецелесообразно строить дороги, а нужно перевозить большие разовые грузы, применяют специальные колесные машины, оснащенные **крупногабаритными шинами** низкого давления. Такие шины имеют тонкослойный каркас и эластичный протектор с относительно неглубоким рисунком, причем чаще всего их делают бескамерными. Наружный диаметр таких шин достигает 2—3 м и более.

Давление воздуха в таких шинах составляет 0,2—0,35 кгс/см². Его регулируют обычно из кабины водителя. Шины имеют большие площади контакта с опорной поверхностью. Получающаяся при дви-

жении колея по сравнению с диаметром колеса является относительно малой неровностью, и поэтому такая шина работает в благоприятных с точки зрения уплотнения грунта условиях. Большие объемы воздуха в шинах обеспечивают плавучесть машины на воде.

Повышение проходимости специальных машин за счет увеличения размеров шин, и в первую очередь их наружного диаметра, следует считать перспективным.

8. БЕЗОПАСНЫЕ ШИНЫ

Безопасная шина типа ТМТ (см. рис. 1, з) по внешнему виду и внутреннему строению очень близка к обычной бескамерной сверхнизкопрофильной радиальной шине серии 60, смонтированной на узком плоском ободе. Безопасная шина имеет широкую беговую дорожку и усиленную надбортную часть.

При выходе воздуха из шины специально выполненные закраины обода опираются через надбортную часть на беговую часть шины и борта их не сходят с полков обода. Расположенные между ободом и дорогой боковины и беговая часть шины служат амортизационной средой и обеспечивают возможность безопасной остановки автомобиля. Для того чтобы при этом трение резины надбортной части по резине беговой части не было слишком большим, внутри шины на ободе (см. рис. 1, з) располагают в специальных баллончиках (капсулах) смазывающее вещество (объемом около 150 см³), которое выдавливается внутрь шины по мере потери давления.

Смазывающая жидкость выполняет несколько функций и имеет очень важное значение для эффективной работы всей системы. Жидкость служит не только для снижения трения между соприкасающимися поверхностями и для уменьшения их износа, но и как уплотнительная масса для герметизации места прокола. Кроме того, за счет легкой испаряемости жидкости создается давление около 0,3 кгс/см². Это дополнительно улучшает ездовые качества проколотой шины.

Безопасная шина DIP (см. рис. 2, б) по своей конструкции существенно отличается от известных современных шин. Она является бескамерной и имеет мощные вогнутые внутрь цельнорезиновые боковины специальной формы, армированный кордом в окружном направлении жесткий пояс с протектором и мощные резиновые борта. Шину монтируют на специальный плоский узкий обод. При накачивании воздухом боковины выпрямляются, а резина их получает предварительное сжатие. Шина приобретает характерную треугольную форму. При нагружении ее сжатие резины боковин увеличивается. Упругий эффект обеспечивается на 50% за счет податливости резины и на 50% за счет воздуха. Новый принцип работы пневматической шины не только позволяет улучшить ее эксплуатационные характеристики, но и радикально изменить технологический процесс изготовления шин. При потере давления воз-

духа резиновые боковины опираются на беговую часть покрышки (см. рис. 4, б). В этом случае даже при высоких скоростях обеспечивается сохранность шины, нормальная управляемость и безопасность автомобиля до полной его остановки.

9. ШИНЫ ДЛЯ ЗИМНИХ СКОЛЬЗКИХ, МОКРЫХ И ГЯЗНЫХ ПОКРЫТИЙ ДОРОГ

Обычные шины с дорожным и универсальным протектором на обледенелых, заснеженных и грязных скользких покрытиях дорог имеют низкие тягово-сцепные качества и не всегда обеспечивают нужную безопасность движения. Для повышения тягово-сцепных качеств в таких условиях были созданы шины со специальным зимним рисунком протектора, а также применены шипы противоскольжения. Рисунок протектора зимних шин состоит обычно из отдельных резиновых блоков, расчлененных ножевыми надрезами, достаточно широких и глубоких канавок и обычно больших выемок в плечевой зоне протектора. Блоки имеют резко выраженную угловатую форму. Площадь выступов рисунка протектора зимних шин обычно составляет 60—70% от площади беговой дорожки. У зимних шин различных изготовителей форма блоков и канавок весьма разнообразна. Однако, все они должны обладать хорошей самоочищаемостью и интенсивным отводом влаги и грязи из зоны контакта.

На сухих усовершенствованных дорогах, особенно в летнее время, шины с зимним рисунком протектора имеют повышенный неравномерный износ, большее сопротивление качению, шумность, и поэтому применять их в таких условиях нецелесообразно.

Опыты показывают, что на обледенелых и укатанных заснеженных дорогах зимние шины, несмотря на их повышенные тягово-сцепные качества, не обеспечивают автомобилю безопасности криволинейного движения на повышенных скоростях. Для дальнейшего повышения тягово-сцепных качеств автомобиля в таких условиях целесообразно применять шины с шипами противоскольжения (рис. 13, а).

Оборудование шин шипами существенно повышает их тягово-сцепные качества на скользких и обледенелых дорогах. В таких условиях они имеют на 40—50% меньший тормозной путь, значительно повышают безопасность криволинейного движения и сопротивляемость заносу. Однако шины не со всяким рисунком протектора приспособлены для монтажа в них шипов противоскольжения. Для этого нужно, чтобы блоки рисунка протектора имели достаточный для эффективного удержания шипов массив резины.

Наиболее эффективно оснащать шипами шины зимнего типа, разработанные с учетом применения шипов противоскольжения. В таких шинах гнезда для шипов делают как непосредственно при вулканизации покрышек, так и сверлением специальными сверлами. Диаметр отверстия под шип для плотной посадки его в протектор должен быть примерно в 2 раза меньше цилиндрической части корпуса шипа.

На рис. 13, б показаны шипы характерных современных типов, а также принципиальное устройство шипа. Шип состоит из сердечника и корпуса. Сердечник шипа делают из твердого сплава, состоящего в основном из карбидов металлов, спеченных со связующими веществами — обычно кобальтом. Такой сплав должен обладать высокой износостойкостью, твердостью и хорошей вязкостью.

Корпус шипа делают различной формы. Он служит для надежного удержания шипа в резиновом массиве протектора шины. Корпус шипа изготавливают обычно из сплава стали и свинца, обладающих низким искрообразованием. Для защиты от коррозии корпус шипа оцинковывают, хромируют или обрабатывают другими антикоррозионными покрытиями. Некоторое распространение получили шипы с пластмассовым корпусом.

По форме корпуса шипы можно разделять на два типа: однофланцевые и двухфланцевые. Практика показывает, что надежность закрепления одно- и двухфланцевых шипов в протекторе примерно одинакова. Однофланцевые шипы имеют больший массив обжимающей резины над фланцем, в то же время двухфланцевые шипы имеют большую опору на резину. Для шин легковых автомобилей преимущественное применение получили однофланцевые шипы.

Диаметр и длина шипа зависят от его назначения. Для шин легковых автомобилей применяют шипы диаметром 8—9 мм. По мере увеличения грузоподъемности шин диаметр шипа увеличивается и достигает 15 мм у шин тяжелых грузовых автомобилей. Длина шипа зависит от толщины протектора шины и колеблется обычно для шипов различного назначения от 10 до 30 мм.

Количество шипов, устанавливаемых в шину, зависит от веса автомобиля, мощности двигателя и условий эксплуатации. В зоне контакта колеса с опорной поверхностью рекомендуется иметь от 8 до 12 шипов. Уменьшение числа шипов снижает сцепные качества шины с обледенелой поверхностью, а увеличение приводит к повышению износа шипов, увеличению шумообразования и снижению эксплуатационных качеств автомобиля при движении по сухой дороге.

Шипы рекомендуется размещать преимущественно в плечевых зонах протектора, а иногда и по ширине беговой дорожки. Между

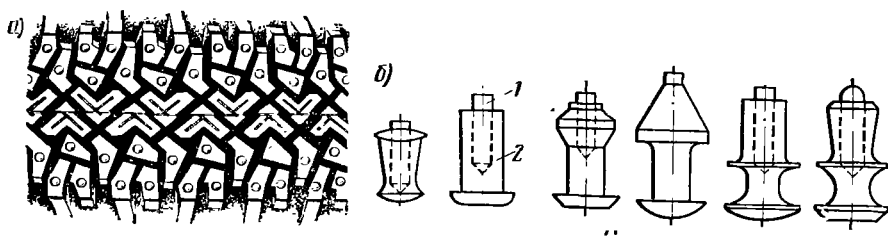


Рис. 13. Шина с шипами противоскольжения (а) и шипы противоскольжения (б):
1 — сердечник; 2 — корпус (фланец)

шипом и каркасом шины должен быть запас резины (1—3 мм), предохраняющий каркас от повреждения шляпкой шипа. Из условия температурной нагруженности и эффективности работы шипа в нормальных условиях эксплуатации выбирается оптимальная величина его выступа. Для шин легковых автомобилей она не должна превышать 1—1,5 мм. Для грузовых автомобилей, имеющих меньшие скорости движения, допускаемая величина выступа шипа может достигать 3—5 мм.

При меньшем выступе падает эффективность шипа вследствие его утапливания в резину, при большем — на него действует сильный выворачивающий момент, приводящий к его неправильному истиранию, образованию полости возле шипа, способствующей его коррозии, разрушению резины и последующему выпадению шипа.

Одинаковость выступа шипа в процессе эксплуатации обеспечивается таким подбором рецептуры резиновой смеси и состава сплава, при которых интенсивность истирания шипа и протектора на дороге, свободной ото льда и снега, примерно одинакова (следует заметить, что на обледенелом покрытии износ шипов и протектора шин чрезвычайно мал).

В различных режимах и условиях эксплуатации не удается обеспечить одинаковость износа шипа и резины протектора. Так, при манере езды с относительно большим скольжением и большими осевыми нагрузками с увеличением пробега выступ шипа из протектора возрастает. В шипах новых конструкций для предотвращения указанного явления предусматривается специальное антиперегрузочное устройство. Принцип действия его основан на возрастании силы, действующей на шип, при увеличении его выступа. Сердечник шипа утапливается в своей оболочке на величину, которая соответствует разнице между требуемыми и фактическими значениями силы.

Радиальная конструкция зимних шин в сочетании с шипами с антиперегрузочными устройствами является наиболее действенным средством повышенной стабильности, эффективности зимних шин и сохранности дорожного покрытия.

Ввиду специфичности рисунка протектора на зимние шины накладываются определенные ограничения. Так, если для диагональных шин обычного типа в мировой практике нормированы три скоростные категории (для шин с посадочным диаметром 13" и выше — 150, 175 и выше 200 км/ч), то для диагональных зимних шин одна скоростная категория установлена для шин без шипов и одна для шин с шипами (при посадочном диаметре 13" и выше соответственно 150 и 130 км/ч).

Аналогично при трех скоростных категориях для обычных радиальных шин — 180, 210 и выше 210 км/ч, для зимних радиальных шин без шипов установлена скорость 180 км/ч и с шипами — 150 км/ч. Зимние шипы в соответствии с международными нормами могут иметь на 8 мм больший наружный диаметр и на 4 мм больший статический радиус. В зимних шинах с шипами рекомендуется поддерживать примерно на 0,2 кгс/см² большее давление, чем в обычных шинах. При использовании шин с шипами следует избе-

гать резких разгонов и торможений. Шины с шипами должны устанавливаться на все колеса автомобиля. Частичное оборудование автомобиля такими шинами снижает безопасность движения и поэтому недопустимо.

Опыт применения шин с шипами в СССР и за рубежом может быть обобщен в виде следующих положений: каждый шип должен устанавливаться таким образом, чтобы расстояние между шипом и каркасом было не менее 1 мм; для легковых автомобилей вес шипа не должен превышать 0,005 кг, выступ шипа из протектора не должен превышать 1,5 мм; потребное число шипов рассчитывается исходя из 30 шипов на 100 кг грузоподъемности шины и не должно превышать 200 шт. на шину; для правильной приработки шипов первые 200—300 км пробега должны осуществляться с умеренной скоростью без резкой смены скоростей; при демонтаже и монтаже шин с шипами необходимо сохранять направление их вращения при последующем использовании.

Глава III

СТАТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ШИН

I. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ

Выбор шин для автомобилей заключается в соответствующем определении их основных размеров, рисунка протектора и эксплуатационных норм: нагрузки, давления воздуха, скорости движения. Кроме того, могут предъявляться специфические требования к шине, бескамерность, регулируемость давления воздуха, малое сопротивление качению и другие требования. Таким образом, к главным характеристикам шин относятся прежде всего их габаритные размеры: наружный диаметр D и ширина профиля B .

Одним из принципов построения размерного ряда шин в зависимости от их грузоподъемности является условие геометрического подобия, т. е. все размеры геометрически подобных шин должны быть пропорциональными $\frac{H}{B}$; $\frac{d}{B}$; $\frac{t}{B}$ и т. д. Однако полностью выдерживать все условия такого геометрического подобия невозможно. Так, например, для шин грузовых автомобилей общего назначения принята одна и та же величина посадочного диаметра обода, равная 508 мм (или 20 дюймов). К другим геометрическим параметрам шины (см. рис. 5) следует отнести также высоту H профиля, ширину C обода, радиус R кривизны протектора, ширину протектора.

Шины в зависимости от назначения могут выполняться с различными конструктивными соотношениями формы профиля и габаритных размеров. На рис. 14 представлены поперечные сечения основных типов шин, устанавливаемых на автомобили и колесные машины различного назначения; шины обычной конструкции (рис.

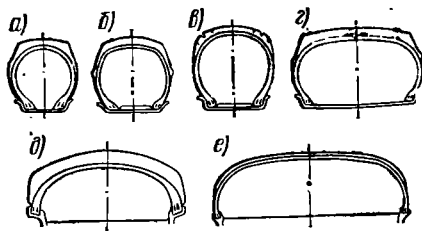


Рис. 14. Поперечные сечения (профили) шин различного типа

14, а), с регулируемым давлением воздуха (рис. 14, б и в), широкопрофильные (рис. 14, г), арочные шины (рис. 14, д) и пневматики (рис. 14, е). Указанные шины отличаются в основном геометрическими соотношениями, характеризующими конфигурацию их профиля.

В зависимости от давления воздуха, сил, действующих на колесо, и скорости движения

форма шины может изменять свои геометрические параметры. Эластичная оболочка одинаковой жесткости по всему профилю под действием давления воздуха стремится занять форму тора. В действительности автомобильная покрышка имеет различную жесткость в разных точках ее поперечного сечения. В зоне брекера и протектора она обычно больше, чем на боковинах. Поэтому при накачивании автомобильной шины воздухом ее каркас принимает определенную равновесную форму, несколько отличающуюся от тора.

Изменение размеров покрышки при накачивании ее сжатым воздухом зависит не только от соотношения жесткостей в различных точках профиля, но и главным образом от первоначальной формы покрышки. Действительно, если ширина B профиля диагональной покрышки выполнена значительно большей, чем его высота H , то под действием давления воздуха диаметр шины D увеличивается. Наоборот, если $H > B$, то при накачивании шины воздухом диаметр покрышки уменьшается. Существует определенное соотношение между B и H , при котором с изменением давления воздуха размеры профиля шины изменяются незначительно.

Следует иметь в виду, что каркас шины в полной мере начинает воспринимать нагрузку от давления воздуха лишь после принятия профилем шины равновесной формы. Поэтому покрышку обычно конструируют таким образом, чтобы профиль ее по вулканизационной форме был близок к равновесному. В таком случае элементы покрышки за счет давления воздуха получают только растягивающие напряжения.

Основную нагрузку от давления воздуха несет каркас покрышки, так как его жесткость значительно выше жесткости резины.

Более наглядное представление о формировании профиля шин можно получить из рассмотрения упрощенной модели шины в виде кольцевой ленты на упругом основании, роль которого выполняют сжатый воздух и нити корда, нагруженные внутренним давлением и связывающие ленту с ободом колеса (рис. 15, а). Кордные нити шин типа Р и РС располагаются в радиальной, а диагональных шин — в некоторой наклонной плоскости сечения шины.

Вырежем из ленты элементарный участок и рассмотрим действующие на него силы (рис. 15, б). Равнодействующая p_w давления

воздуха, приходящегося на элемент, уравнивается соответствующими составляющими окружных сил N , нагружающими ленту, и реакциями боковин T_n , представляющими собой геометрическую сумму натяжений T перекрещивающихся нитей в кордных слоях оболочки шины. Силы натяжения T нитей боковин шины можно определить по известным уравнениям равновесия растяжимой нити. В естественных координатах последние имеют следующий вид:

$$\begin{cases} F_\tau + \frac{dT}{dS} = 0; \\ F_n + \frac{T}{\rho_n} = 0; \\ F_b = 0, \end{cases} \quad (1)$$

где F_τ , F_n , F_b — проекции действующих на нить внешних нагрузок соответственно на касательную, нормаль и бинормаль;
 ρ_n и S — радиус кривизны и длина дуги нити.

Поскольку представленная модель не учитывает влияния резины боковин, предположим, что нить лежит в плоскости, параллельной оси колеса.

Таким образом, в нашей задаче

$$F_\tau = 0; F_n = p_w d,$$

где d — приведенная толщина нити (ее диаметр).

Решая систему уравнений (1), находим, что

$$\begin{aligned} T &= \text{const}; \\ \rho_n &= \frac{T}{p_w d} = \text{const} = r; T = p_w d r, \end{aligned}$$

где r — радиус деформированной нити.

Результаты решения показывают, что нить располагается по окружности, а натяжение в ней пропорционально радиусу этой окружности. В связи с этим очевидно, что чем меньше высота профиля шины при той же длине нити, тем меньше радиус, а следовательно, и натяжение нити.

В данной задаче для простоты предполагается одинаковая нагруженность нити во всех слоях, поэтому полученная величина T

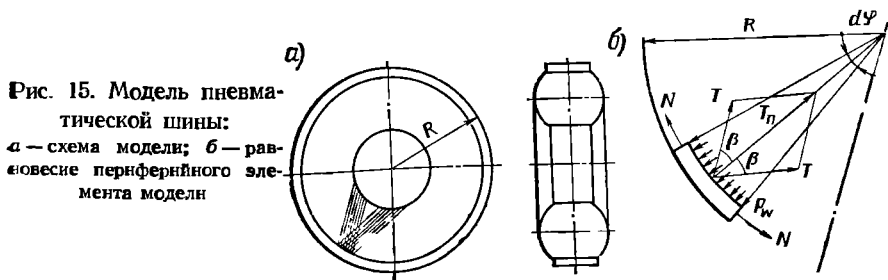


Рис. 15. Модель пневматической шины:
 а — схема модели; б — равновесие периферийного элемента модели

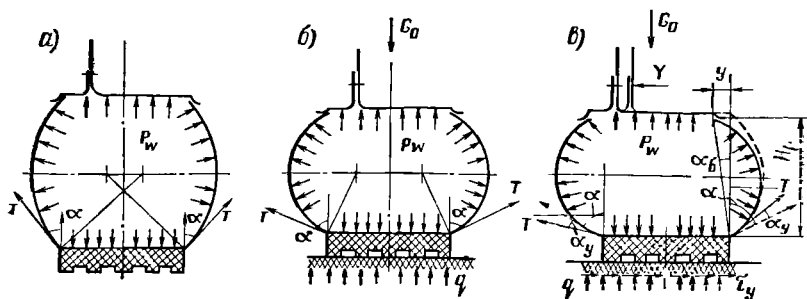


Рис. 16. Поперечные сечения шины в свободном состоянии (а) под действием нормальной нагрузки G_0 (б) и при наличии нормальной нагрузки G_0 и боковой силы Y (в):

T — силы натяжения нити корда; q — удельное давление в контакте шины; τ_y — касательное напряжение; α_β — угол смещения обода относительно ленты; y — боковое смещение обода относительно ленты

есть натяжение пучка нитей, идущих в одном направлении. Тогда геометрическая сумма натяжений в проекции на нормаль представится как

$$T_n = T \cos \beta \cos \alpha = p_w dr \cos \beta \cos \alpha,$$

где β — угол наклона плоскости нити к меридиану (для шин типа Р и РС $\beta=0$);

α — угол, под которым нить выходит из ленты (рис. 16, а).

Теперь можно составить уравнение равновесия элемента ленты, свободной от внешних нагрузок. Приравняем нулю проекции всех сил на нормаль:

$$NB_n d\varphi - p_w B_n R d\varphi + 2p_w dr \cos^2 \alpha \cos \alpha_i R d\varphi = 0,$$

где B_n — ширина ленты (протектор);

R — свободный радиус шины;

i — плотность нитей;

$d\varphi$ — элементарный угол ленты в окружном направлении.

После упрощений получаем

$$-p_w + \frac{N}{R} + 2p_w \frac{r}{B_n} \cos \alpha \cos \beta = 0.$$

Если обозначить радиальное перемещение элемента ленты через w , то данное уравнение можно после несложных преобразований переписать в следующем виде:

$$1 - \frac{E_k}{p_w} \cdot \frac{\delta_k}{R} \cdot \frac{w}{R} - \frac{l}{B} \cos \beta \sqrt{\frac{1}{6} \cdot \frac{1}{1 - \frac{H_\beta + w \cos \beta}{l}} - \frac{(H_\beta + w \cos \beta)^2}{l^2}} = 0,$$

где E_K и δ_K — модуль упругости и толщина стенки ленты;
 l — длина нити хорда от борта до ленты;
 H_B — хорда, стягивающая эту нить.

Из рассмотрения данной модели следует, что при накачивании шины воздухом ее наружный диаметр и ширина профиля могут либо увеличиваться, либо уменьшаться в зависимости от того, какая из двух противоположно направленных составляющих сил, действующих на протекторную часть, больше: $p_w B_n$ или $T \cos \alpha$. Если $p_w B_n > T \cos \alpha$, то будет происходить увеличение наружного диаметра и уменьшение ширины профиля; при противоположном неравенстве будет обратная картина. Данное условие является следствием соотношения конструктивных факторов.

На основании вышеприведенного уравнения после преобразования это условие может быть записано в следующем упрощенном виде:

$$\text{при } \frac{B-C}{B_n} \left[1 + \frac{H^2}{2(B-C)^2} \right] \cos \beta < 1$$

наружный диаметр под действием внутреннего давления увеличивается (ширина профиля уменьшается),

$$\text{при } \frac{B-C}{B_n} \left[1 + \frac{H^2}{2(B-C)^2} \right] \cos \beta > 1$$

наружный диаметр уменьшается (ширина профиля увеличивается);
здесь B — ширина профиля;
 H — высота профиля;
 C — ширина обода.

Следует иметь в виду, что под наружным диаметром здесь понимается диаметр по углу протектора, так как серединная его часть под действием давления воздуха выдавливается наружу.

2. ВЕСОВЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ И МОМЕНТЫ ИНЕРЦИИ ШИН

Одной из важных характеристик шины являются ее весовые параметры: вес покрышки, камеры, ободной ленты. Шинная промышленность ведет активные разработки в направлении снижения веса шин. Снижение веса обеспечивает экономию резинокордных материалов, облегчает монтажно-демонтажные работы, уменьшает вес неподрессоренных масс, а следовательно, и нагрузок в деталях ходовой части, повышает грузоподъемность автомобиля.

С увеличением размера вес шины нарастает почти по линейной (в основном для шин грузовых автомобилей) зависимости (рис. 17). Весовые параметры шин основных типоразмеров приведены в табл. 2. Следует заметить, что шины радиальной конструкции имеют несколько больший вес, примерно на 5—10%, чем диагональные шины.

Размер шины	Рисунок протектора	Норма слоистости	Тип обода	Вес шины, кгс	Вес камер, кгс	Вес обода, кгс	Вес шины в сборе, кгс	Момент инерции шины в сборе с ободом, кгс·м·с ²	Момент инерции шины, кгс·м·с ²	Момент инерции обода, кгс·м·с ²
Шины легковых автомобилей										
5,60—15	Дорожный	4	4 1/2 K	10,4		7,9	18,3	0,092	0,042	0,007
6,00—13	»	4	4 J	9,9		6,4	15,7	0,049	0,052	0,006
6,15—13	»	4	4 1/2 J	7,7	0,8	6,7	14,4	0,058		
6,40—13	»	4	4 1/2 J	12,0	1,2	6,7				
6,45—13	»	4	4 1/2 J	7,8	1,2	6,7	14,5	0,073		
6,70—15	»	4	5 K	11,7		8,7	20,6	0,134	0,110	0,015
7,35—14	»	4	5 J	10,2		7,5	17,7	0,096	0,081	
Обычные шины грузовых автомобилей										
7,50—20	Универсальный	6	6,0Б	28,3	3,3	30,5	63,8	0,682	0,516	0,166
8,25—20	»	10	6,5Б	44,9	3,8	32,4	82,4	0,954	0,781	0,173
9,00—20	»	12	7,0	52,6	4,8	38,9	99	1,290	1,072	0,218
10,00—20	Дорожный	12	7,5В	58,2	5,9	62,3	120,5	1,507	1,169	0,338
12,00—20	Универсальный	14	8,5В	87,4	7,0	35,6	123	2,066	1,835	0,231
Шины с регулируемым давлением воздуха										
12,00—18	Повышенной проходимости	8	9,0РГ	71,5		44,7	116,2	1,980	1,76	0,221
12,00—20	То же	8	9,0РГ	78,6	9,6	53,9	132,5	1,955	1,631	0,325
14,00—20	»	10	10,0РГ	108,8	9,7	64,7	174,5	3,180	2,760	0,42
Арочные шины										
1000×600	Повышенной проходимости	6 и 8	580—558	89	Бескамерные	86,5	175,5	2,121	1,646	0,475
1140×600	То же	8	580—630	97,3	То же	67,8	168,1	2,80	2,316	0,484
1140×700	»	8	690—630	104,5	»	105,2	209,7	3,32	2,499	0,818
1300×750	»	10	730—680	147,5	»	64	231,5	5,02	4,317	0,703

Значительная экономия веса получается при замене двухскатных колес в сборе с обычными шинами, широкопрофильными или арочными шинами. Например, при замене задних двухскатных шин размера 260—508 на автомобиле типа 6×4 соответствующими бескамерными широкопрофильными шинами размера 16,5—19,5 экономия в весе может достигать более 200 кгс.

Непосредственно с размером и весом шины связан ее центробежный момент инерции. Увеличение момента инерции шины приводит к ухудшению динамических показателей работы автомобиля и повышению динамических нагрузок в его трансмиссии.

Поэтому наряду с указанными выше преимуществами снижение веса шины способствует также и уменьшению ее момента инерции. Например, при замене двухскатных шин размером 260—508 на широкопрофильную момент инерции колеса в сборе с шиной снижается на 16%!

Зависимость момента инерции шины от ее размера показана на рис. 17, а его величина для шин разных типоразмеров приведена в табл. 2.

3. НАГРУЖЕНИЕ ШИН НОРМАЛЬНОЙ НАГРУЗКОЙ

Шина непосредственно соприкасается с поверхностью дороги. Будучи накачана воздухом, она становится упругой и способной воспринимать большие нагрузки. Под действием внешней нагрузки шина получает сложную деформацию. Эту деформацию для удобства изучения обычно расчленяют на более простые: нормальную (радиальную), окружную (тангенциальную), продольную, поперечную (боковую), угловую.

Нормальный прогиб. Под действием приложенной к колесу нормальной нагрузки G_K шина начинает деформироваться, площадь контакта ее с дорогой увеличивается до тех пор, пока не наступит равновесие между подъемной силой (нормальной реакцией дороги) и нагрузкой. Наглядно этот процесс может быть проиллюстрирован при помощи вышеописанной модели шины в виде кольцевой ленты на упругом основании.

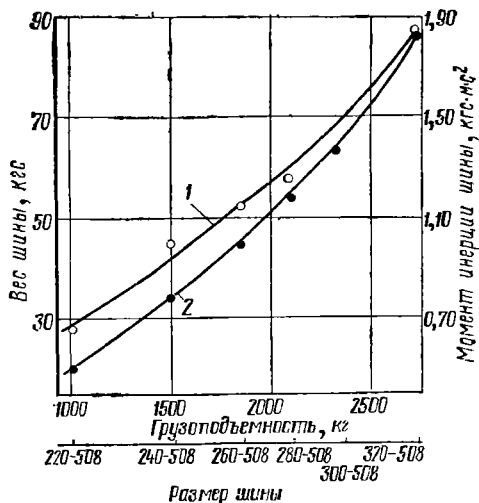


Рис. 17. Зависимость веса (1) и момента инерции (2) шины от ее грузоподъемности (размера)

При действии на шину вертикальной нагрузкой на ленту со стороны опоры действуют давления q (см. рис. 16, б). В этом случае уравнение равновесия принимает вид

$$\frac{N}{r} - p_w + kq + 2p_w \frac{r}{B_n} \cos \alpha \cos \beta = 0,$$

где k — насыщенность рисунка протектора;
 r — радиус кривизны деформированной ленты.

Таким образом, у свободной шины внутреннее давление воздуха уравнивается соответствующими реакциями боковых стенок, натяжениями (или сжатиями) в ленте, умноженными на кривизну ленты.

При деформации шины вертикальной нагрузкой увеличивается угол α и радиус кривизны ленты r и уменьшается радиус нити r . В результате внутреннее давление в шине p_w , приходящееся на элемент, будет превышать суммарную силу реакции T от боковин и натяжений N в ленте. Разность между этими силами равна давлению на элемент, действующим в контакте колеса с опорной поверхностью.

Деформирование шины происходит почти при неизменном давлении воздуха в ней. Объем воздуха, вытесненный при деформации, по сравнению с объемом воздуха в камере очень мал, поэтому увеличение давления в шине вследствие ее нагружения также мало и составляет 1—2%.

Несмотря на незначительность повышения давления воздуха, работа сжатия воздуха при деформации шины составляет весьма заметную величину. Исследования [3] показывают, что эта работа сжатия A при нормальных нагрузке и давлении составляет примерно 60% полной работы сжатия шины. Остальные 40% затрачиваются на деформацию материала шины, из которых около $1/3$ приходится на деформацию протектора. Пример соотношения между полной работой деформации шины 9,00—20 и работой сжатия воздуха в ней в зависимости от нормальной деформации ($p_w = 4,0$ кгс/см²) показан на рис. 18, а, а соотношение между работой

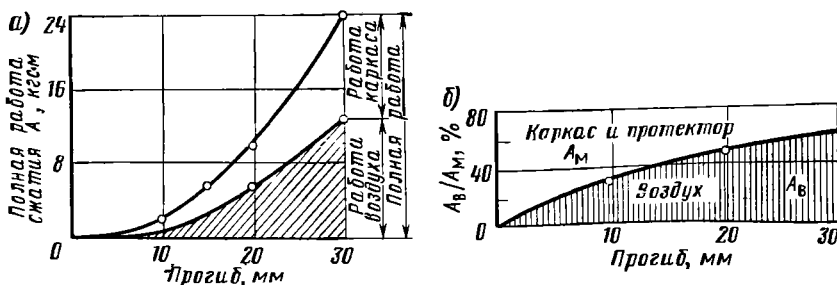


Рис. 18. Зависимость полной работы A сжатия шины 9.00—20 от прогиба (а) и соотношения между работой сжатия воздуха A_B и полной работой сжатия каркаса и протектора A_M при различных величинах прогиба (б)

сжатия воздуха и работой деформации материала оболочки A_m — на рис. 18, б.

Из рис. 18 видно, что с увеличением нормального прогиба при заданном внутреннем давлении роль сжатия воздуха в общей работе деформации шины уменьшается.

Под действием нагрузки G_k происходит уменьшение расстояния от оси колеса до дороги из-за уменьшения высоты H и увеличение ширины профиля B шины. Нормальный прогиб является следствием деформации шины в радиальном, окружном и поперечном направлениях.

Нормальный прогиб h шины оценивается разностью свободного r_o и статического r_c радиусов колеса: $h = r_o - r_c$.

Он является одной из наиболее важных характеристик шины. Нормальный прогиб обуславливает возникновение в шине мембранных и изгибных напряжений, определяющих работоспособность шины.

Чрезмерное увеличение прогиба приводит к повышенным напряжениям в материалах шины, теплообразованию и, следовательно, снижению усталостной прочности шин. В связи с этим относительная величина нормального прогиба (отношение $\frac{h}{H}$) шин обычной конструкции ограничивается величиной 10—12%, которая установлена в результате длительного опыта эксплуатации.

Для шин с регулируемым давлением воздуха и широкопрофильных шин этот предел составляет 12—15%, а для арочных — 15—20%.

Связь между нормальным прогибом шины и ее конструктивными и эксплуатационными параметрами может быть рассмотрена на примере работы уже упомянутой выше модели шины в виде ленты на упругом основании. Помимо работоспособности нормальный прогиб определяет такой важный эксплуатационный параметр, как нормальная жесткость шины, непосредственно связанная с плавностью хода автомобиля, его демпфирующей способности, нагрузками в деталях ходовой части.

Нормальная жесткость определяется из зависимости нормального прогиба от нагрузки на шину. Для ее получения используют специальные обжимные стенды.

На рис. 19 приведена зависимость нормального прогиба от нагрузки при различных давлениях воздуха в шине размера 260—20. Из-за наличия гистерезиса в материалах шины кривая разгрузки идет несколько выше кривой нагружения. При этом сама зависимость характеризуется довольно значительной нелинейностью, особенно вблизи начала координат. Вследствие этого нормальная жесткость шины, представляющая собой производную зависимости нагрузки от нормального прогиба, является переменной величиной.

Поэтому нормальную жесткость шины обычно оценивают средней величиной жесткости, представляющей собой отношение нагрузки к вызываемому ею прогибу.

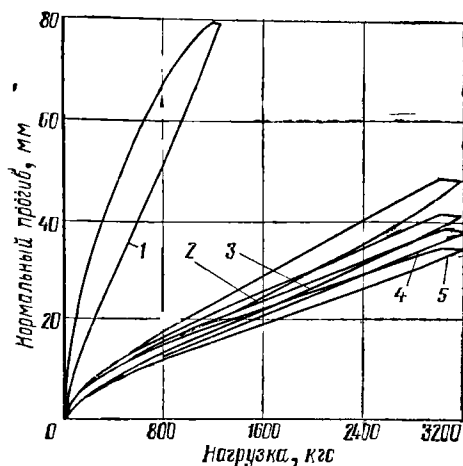


Рис. 19. Зависимость нормального прогиба от нагрузки на шину 260—20 при различных значениях давления воздуха

p_w :
 1 — $p_w = 0$; 2 — $p_w = 3,5$ кгс/см²; 3 — $p_w = 4,5$ кгс/см²; 4 — $p_w = 5,0$ кгс/см²; 5 — $p_w = 6,0$ кгс/см²

пределах 6%, а в некоторых случаях это различие в жесткостях достигает 10%. В пределах одной размерности (или грузоподъемности) для шин различных моделей даже обычной диагональной конструкции также наблюдаются колебания нормальной жесткости, достигающие особенно для шин грузовых автомобилей 10%.

На рис. 20 приведена зависимость нормальной жесткости шин от их нормальной грузоподъемности или размерности. Как видно из рис. 20, точки нормальной жесткости для шин обычной диагональной конструкции расположились вблизи прямой линии. Диапазон разброса, как правило, не превышает 10%. Таким образом, зависимость нормальной жесткости шины от ее размерности носит линейный характер, что позволяет в необходимых случаях производить соответствующую интерполяцию при определении жесткости шин промежуточных размерностей. Следует также отметить, что в данном случае норма слоистости практически не имеет существенного значения, поскольку при построении указанной зависимости использовались шины как I, так и II нормы слоистости. Таким образом, одной и той же линейной закономерностью можно описать изменение нормальной жесткости шин I и II нормы слоистости. Это, очевидно, объясняется тем, что влияние жесткости каркаса (шины II нормы имеют более жесткий каркас) мало сказывается на нормальной жесткости шин, обусловленной в основном внутренним давлением воздуха в шине. Также очевидно, что шины типа P в силу особенностей своей конструкции имеют другую зако-

Величина нормальной жесткости зависит от конструкции шины.

При одинаковом давлении воздуха шины с диагонально расположенным кордом имеют на 10—20% большую номинальную жесткость, чем шины с радиальным кордом.

В табл. 3 приведены величины средней нормальной боковой и крутильной жесткости шин разных размерностей при номинальных значениях нагрузки и давления воздуха, замеренные в двух диаметрально противоположных сечениях I и II.

В результате анализа приведенных данных было установлено, что для одной и той же шины в разных сечениях нормальная жесткость может колебаться в

Таблица 3

Шины	Норма слоя, восты	Режим нагружения		Номинальная жесткость в сече- нии, кгс/мм			Боковая жесткость в сечении, кгс/мм			Крутильная жесткость в сечении, кгм/град		
		Нагрузка, кгс	Давление воздуха, кгс/см ²	I	II	Среднее значение	I	II	Среднее значение	I	II	Среднее значение
5,60-15	4	330	1,7	23,6	24,1	23,9	12,5	11,6	12,0	56,4	57,2	56,8
6,00-13	4	330	1,7	19,2	20,4	19,8	12,0	11,3	11,5	45,6	49,4	47,5
6,40-13	4	475	2,2	25,8	26,5	26,1	15,8	15,6	15,7	63,2	74,4	68,8
6,45-13	4	370	1,7	19,5	19,7	19,6	8,7	9,1	8,9	59,1	58,0	58,5
Шины легковых автомобилей												
7,50-20	10	1250	4,5	52,6	54,8	53,7	28,2	23,7	25,9	164,8	166,4	165,6
8,25-20	10	1500	5,0	74,3	—	74,3	38,0	—	38,0	182,0	—	182,0
8,25-20P	10	1400	6,0	61,0	—	61,0	22,6	—	22,6	144,0	—	144,0
9,00-20	12	1860	5,3	76,8	72,5	74,6	43,5	40,5	42,0	240,0	232	236,0
9,00-20P	12	1860	6,0	65,3	64,0	64,5	26,5	—	26,5	160,0	160	160,0
10,00-20	12	2080	5,3	75,5	—	75,5	27,0	—	27,0	198,0	—	198,0
11,00-20	14	2350	5,3	97,1	—	97,1	38,0	—	38,0	233,0	—	233,0
12,00-20	14	2730	5,5	83,7	—	83,7	—	—	—	—	—	—
Обычные шины грузовых автомобилей												
12,00-20	8	2200	4,2	61,2	—	61,2	36,0	30,7	33,3	182,4	185,6	184,0
14,00-20	10	2500	3,2	61,7	—	61,7	28,5	—	28,5	250	—	250,0
Шины с регулируемым давлением												
1000×600	8	2800	2,5	61,8	—	61,8	42,3	—	43,2	246,4	—	246,4
1140×600	8	3000	2,5	69,7	—	69,7	36,7	—	36,7	244,0	—	244,0
1140×700	8	3000	2,0	51,6	—	51,6	39,0	—	39,0	244,8	—	244,8
1300×750	10	5000	2,5	68,4	—	68,4	48,5	—	48,5	337,0	—	337,0
Аeroчные шины												

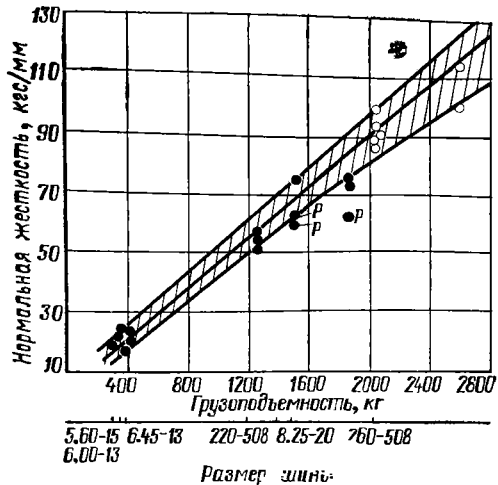


Рис. 20. Зависимость нормальной жесткости шины от ее грузоподъемности (размера):
 ● — I норма слойности; ○ — II норма слойности;
 ● P — шина типа P

фильной, так и особенно арочной шины вместо обычных двухскатных колес плавность хода автомобиля должна улучшиться.

В различных условиях эксплуатации рабочие давления воздуха и нагрузки могут значительно отличаться от их номинального значения. В НАМИ исследовали повышение внутреннего давления в шине за счет разогрева ее при движении по дорогам с автобетонным покрытием при температуре окружающего воздуха 18°C — 26°C . Результаты опытов показали, что для шин легковых автомобилей прирост давления по сравнению с номинальным составляет примерно $0,3$ — $0,5$ кгс/см², а для шин грузовых автомобилей он равен $0,4$ — $1,1$ кгс/см². Так как шины типа P имеют меньшие температуры нагрева, то прирост давления у них несколько меньше.

Нагрузка на шину также может отличаться от номинального значения, поскольку распределение веса автомобиля не всегда обеспечивает равномерную загрузку всех колес шасси. Кроме того, при движении происходит динамическое перераспределение веса между осями и колесами. Таким образом, условия работы шин по нагрузке и давлению воздуха могут значительно отличаться от их номинальных значений. Вследствие этого представляет интерес исследовать влияние указанных факторов на величину нормальной жесткости шин. Зависимости нормальной жесткости шин от давления воздуха и нагрузки представлены на рис. 21. Наиболее сильное влияние на нормальную жесткость оказывает внутреннее давление воздуха, причем эта зависимость носит практически линейный характер.

Нагрузка на колесо в меньшей степени влияет на нормальную жесткость шин, особенно в области ее номинальных значений.

номерность. Значительное снижение нормальной жесткости может быть достигнуто заменой обычных двухскатных шин шинами широкопрофильного или арочного типа. Так, при установке широкопрофильной шины 18—19,5 вместо двух шин 9,00—20 нормальная жесткость снижается более чем на 60%. Из табл. 3 видно, что нормальная жесткость арочных шин почти в 2 раза ниже нормальной жесткости соответствующих по грузоподъемности двух шин обычной конструкции.

Таким образом, при

установке как широкопро-

Таким образом, при оценке нормальной жесткости шины, соответствующей реальным условиям эксплуатации автомобиля, следует в первую очередь учитывать действительное рабочее значение внутреннего давления воздуха.

В реальных условиях эксплуатации нормальная жесткость зависит от ряда факторов, в частности от динамических режимов нагружения, формы опорной поверхности, формы и размеров неровностей, температуры материалов шины и т. д.

Жесткость шины зависит от времени приложения нагрузки. Жесткость невращающейся шины при отсутствии вертикальных ко-

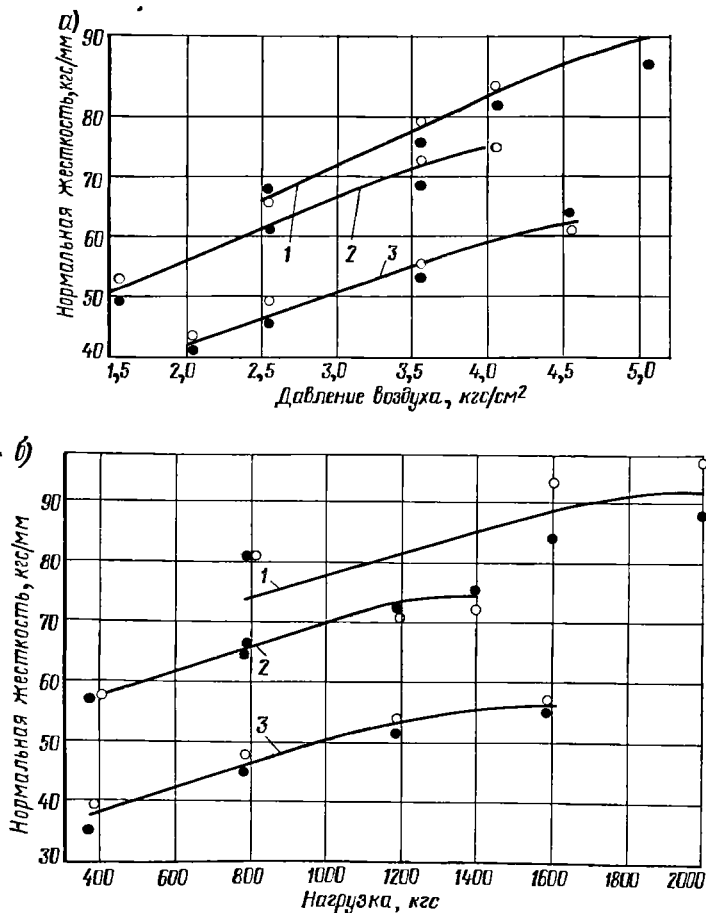


Рис. 21. Зависимость нормальной жесткости шины:
 а — от давления воздуха: 1 — шина 260—20; G_K — 2030 кгс; 2 — шина 8,25—20; G_K — 1500 кгс; 3 — шина 7,50—20; G_K — 1250 кгс; б — от нагрузки на колесо: 1 — шина 260—20; $p_w = 6,0$ кгс/см²; 2 — шина 8,25—20; $p_w = 5,0$ кгс/см²; 3 — шина 7,50—20; $p_w = 4,5$ кгс/см²; ● — сечение I; ○ — сечение II

лебаний оценивают средним значением $C_0 = \frac{G_k}{H}$, где G_k — радиальная нагрузка, h — статический прогиб шины. Для невращающегося колеса с увеличением частоты приложения нагрузки жесткость шины повышается.

В области резонансных частот оси колеса при $v=0$ жесткость радиальных и диагональных шин повышается соответственно на 18—25 %.

Повышение жесткости тем больше, чем выше внутреннее демпфирование, причем между демпфированием и повышением жесткости отмечена прямая пропорциональность.

При переходе от неподвижного колеса к вращающемуся наблюдается (в диапазоне скоростей 0—5 км/ч, а для отдельных шин — до 30 км/ч) падение жесткости шины, которое для диагональных шин составляет от 10 до 20 %, для радиальных — от 2 до 8 %. Это явление связано с релаксацией в резине и корде, а также с неравномерной жесткостью по окружности шины и с местными скольжениями в пятне контакта, которые у радиальных шин значительно меньше, чем у диагональных.

С увеличением скорости (начиная с 3—5 км/ч) увеличивается жесткость всех шин, что связано с ужесточением боковых стенок каркаса под действием центробежной силы. Жесткость диагональных шин увеличивается при увеличении скорости от 0 до 100 км/ч на 40 %, радиальных на 6 %.

Большее увеличение жесткости диагональных шин легковых автомобилей объясняется большим изменением их диаметра под действием центробежной силы.

При скорости 100 км/ч в области резонансной частоты оси диагональные шины еще на 7 %, а радиальные на 10 % становятся жестче, чем без приложения переменной нагрузки. При этом динамическая жесткость радиальных шин остается ниже жесткости диагональных.

Величина жесткости вращающейся шины при отсутствии переменной нагрузки при близких исходных величинах C_0 у диагональных шин выше на 15 %. Таким образом, повышение жесткости диагональных шин из-за повышения скорости (в зоне больших скоростей) более значительно, чем повышение жесткости из-за приложения переменной нагрузки.

Как показывают опыты [49], при высоких скоростях, динамических нагрузках и нормальных давлениях в шинах в диапазоне резонансных частот оси колеса жесткости диагональных шин увеличиваются на 20—40 %, а при более низких давлениях в шинах даже больше.

Это может значительно изменять параметры колебательной системы автомобиля и должно быть учтено в теоретических исследованиях. Для тех же условий жесткость радиальных шин повышается всего на 10—20 %, причем в основном вследствие переменной нагрузки.

4. ИЗМЕНЕНИЕ ФОРМЫ ШИНЫ ПОД ДЕЙСТВИЕМ НОРМАЛЬНОЙ НАГРУЗКИ

Под действием нормальной нагрузки деформируется вся шина, все ее элементы. В разных точках окружности колеса и профиля шины эта деформация имеет разную величину. Если качение колеса отсутствует, то деформация шины по окружности распределена симметрично относительно вертикальной плоскости, проходящей через ось колеса. Накачанное воздушное шины P , PC и шины диагональной конструкции в продольной плоскости колеса имеет форму окружности. Под действием нормальной нагрузки эта форма у шин различных типов изменяется по-разному (рис. 22).

Буквами C , P и PC (рис. 22, а) обозначены соответствующие кривые, характеризующие форму обычной диагональной шины, шин P и PC . Форма шины, соответствующая рабочему давлению воздуха и нулевой нагрузке, обозначена буквой O . По оси абсцисс (рис. 22, б) отложен угол α в градусах, характеризующий положение точки замера от вертикали, а по оси ординат — величина изменения радиуса Δr шины в измеряемой точке, причем плюс характеризует увеличение, а минус — уменьшение радиуса колеса от его нейтраль-

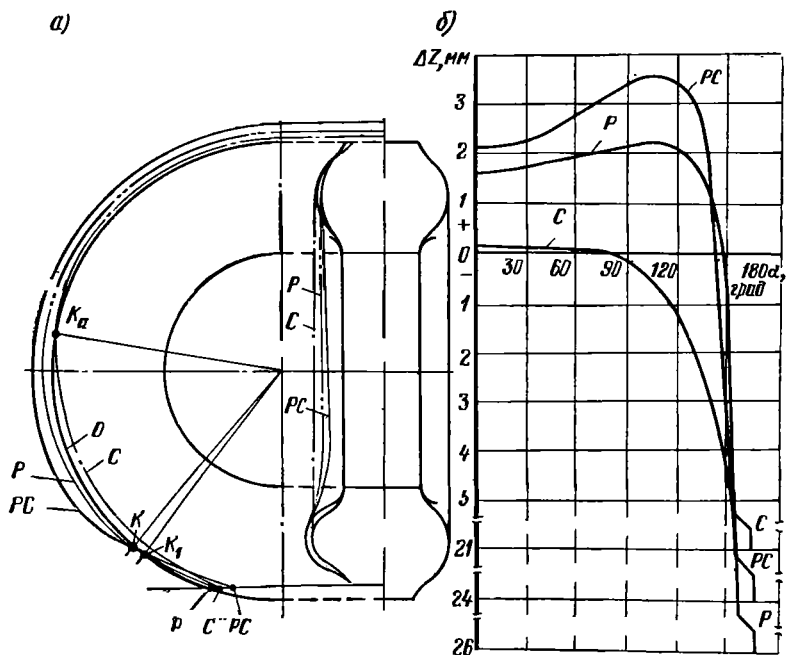


Рис. 22. Внешняя форма шины:

а — схема шины при различных нагрузках; б — график изменения радиальной деформации шины в окружном направлении; O — накачанной шины без нагрузки; C — диагональной шины под нагрузкой; P — шины P под нагрузкой; PC — шины PC под нагрузкой

ного положения. Если принять окружность шины, накачанной воздухом, за начало отсчета, то у шины обычной конструкции (кривая *C*) размер верхней части окружности несколько увеличивается, а нижней (в диапазоне угла примерно 200°) уменьшается. Такое изменение формы шины приводит к уменьшению длины окружности колеса. У шин же *P* и *PC* (кривые *P* и *PC*) на большей части окружности (примерно в диапазоне 280°) происходит увеличение размеров, и лишь в нижней полуокружности (в диапазоне угла примерно 80°) наблюдается интенсивная деформация сжатия. У шин *P* и *PC* изменения длины окружности почти не наблюдается. При одинаковых нагрузке и давлении воздуха радиальная деформация сжатия у шин *P* и *PC* происходит на меньшей части длины окружности и более интенсивно, чем у диагональных шин.

С уменьшением нагрузки и увеличением давления воздуха уменьшается радиальная деформация, характер же изменения формы шины при этом почти не меняется, происходит лишь перемещение нейтральной точки *K* у диагональной шины к горизонтальному диаметру, а у шин *P* и *PC* — ближе к зоне контакта. У шин *PC* такое изменение формы окружности происходит у средних и у крайних ребер протектора. Но при удлинении от середины и приближении к краям протектора уменьшается радиальное перемещение элементов. Элементы протектора у шин *P* и *PC* входят в контакт с опорной поверхностью и выходят из него более плавно.

Из рис. 22 видно, что под действием вертикальной нагрузки у шин *P* и *PC* пояс деформируется в зоне контакта и перемещается вверх по отношению к нулевому положению. Ввиду неравновесности формы каркаса следует за бреккером, пока не установится новое равновесное состояние шины, обусловленное положением бреккера.

Шины *P* по характеру изменения внешней формы и величине перемещения бреккера несколько отличаются от шин *PC* (см. рис. 22). Ввиду расположения нитей корда бреккера под углом и монолитности бреккера и каркаса шины *P* занимают промежуточное положение между обычными шинами и шинами *PC*.

5. НАГРУЖЕНИЕ ШИН БОКОВОЙ СИЛОЙ

Податливость шины в боковом направлении оказывает большое влияние на ее работу, устойчивость и управляемость автомобиля.

Процесс бокового деформирования шины представляет собой довольно сложное явление. Для упрощенного представления этого процесса рассмотрим случай бокового нагружения шины на ее модели в виде кольцевой ленты на упругом основании.

При действии боковой силы *Y* поперечный профиль шины перекашивается и становится несимметричным относительно вертикальной плоскости, перпендикулярной оси колеса и проходящей через центр контакта (см. рис. 16, *в*). В результате такого перекаса проекции натяжения *T* в нитях правой и левой стенок шины на горизонтальную ось (в плоскости рисунка) становятся не равными друг другу. Таким образом, боковая сила *Y*, сдвигающая сечение в бо-

ковом направлении, уравновешивается разностью проекций натяжений T на горизонтальную ось, т. е.

$$Y = T \sin(\alpha + \alpha_y) - T \sin(\alpha - \alpha_y).$$

Учитывая, что $\alpha_y = \frac{y}{H}$,

где H — высота профиля, а $T = P_w r$, получим

$$Y = 2p_w \frac{y}{H} r \cos \alpha.$$

Хотя в данное выражение давление воздуха p_w входит в явном виде, однако, его влияние на боковую жесткость шины должно сказываться в меньшей степени, чем на нормальную жесткость. Это связано с тем, что при увеличении p_w уменьшается длина контакта шины, а следовательно, и пределы интегрирования при подсчете суммарной величины боковой нагрузки, действующей на колесо. При расчете же нормальной нагрузки для заданного нормального прогиба длина контакта постоянна. Замеры некоторых типов шин показали, что с увеличением давления воздуха боковая жесткость может даже уменьшаться, т. е. уменьшение длины контакта сказывается в большей степени, чем непосредственное повышение натяжения в нитях каркаса.

Боковая жесткость определяется из зависимости бокового смещения колеса от боковой силы, замеренной на обжимном стенде. Несколько таких зависимостей приведены на рис. 23.

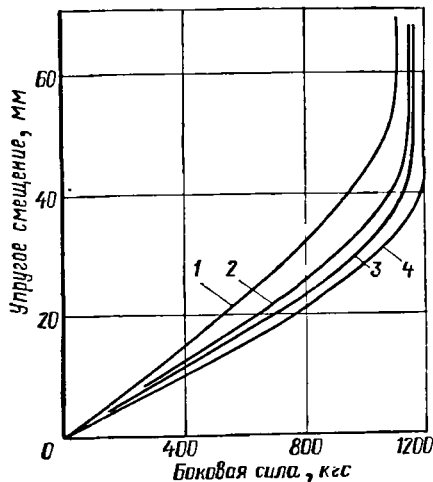


Рис. 23. Зависимость бокового упругого смещения колеса от боковой силы для шины 260—508 при нагрузке 2300 кгс и различных значениях давления воздуха:

1 — $p_w = 3,5$ кгс/см²; 2 — $p_w = 4,5$ кгс/см²; 3 — $p_w = 5,0$ кгс/см²; 4 — $p_w = 6,0$ кгс/см²

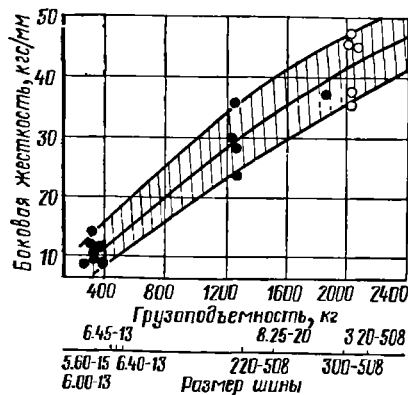


Рис. 24. Зависимость боковой жесткости шины от ее грузоподъемности (размера):

● — I норма слоистости; ○ — II норма слоистости

Боковая жесткость шины представляет собой производную зависимости боковой нагрузки от бокового смещения, т. е. тангенс угла наклона соответствующей кривой. Эта зависимость протекает почти по линейному закону до начала проскальзывания шины. Таким образом, боковая жесткость в отличие от нормальной является постоянной величиной, практически не зависящей от бокового смещения колеса.

Замеренные в двух диаметрально противоположных сечениях величины жесткостей для ряда шин легковых и грузовых автомобилей приведены в табл. 3. Установлено, что для одной и той же шины в разных сечениях боковая жесткость может колебаться до 7% для шин легковых автомобилей и до 20% — для грузовых шин.

В пределах одного размера (или одной грузоподъемности) для шин различных моделей даже обычной конструкции также наблюдаются значительные колебания боковой жесткости, достигающие особенно для шин грузовых автомобилей, 25%. Боковая жесткость, как правило, в 2 раза меньше нормальной жесткости шины.

На рис. 24 приведена зависимость боковой жесткости шин от их номинальной грузоподъемности. Как видно из рис. 24, существует определенная закономерность увеличения боковой жесткости шин по мере возрастания их грузоподъемности. Однако, в отличие от аналогичной зависимости для нормальной жесткости (см. рис. 20), в данном случае разброс точек достигает 25—30%.

Обычно для шин диагональной конструкции увеличение давления воздуха приводит к возрастанию боковой жесткости шины, хотя и в меньшей степени, чем нормальной жесткости. Нагрузка практически не оказывает влияния на боковую жесткость шины. Как и при нормальной жесткости, боковая жесткость широкопрофильных и арочных шин (см. табл. 3) ниже, чем у сдвоенных обычных шин.

6. НАГРУЖЕНИЕ ШИН КРУТЯЩИМ МОМЕНТОМ

При приложении к колесу крутящего момента происходит деформирование боковин и протектора шины. В результате обод колеса поворачивается на некоторый угол относительно неподвижного контакта. Если крутящий момент по своей величине превышает сцепление шины с опорной поверхностью, происходит скольжение элементов в контакте относительно опорной поверхности. Податливость шины в окружном направлении характеризуется крутильной жесткостью, которая представляет собой производную функции подведенного к колесу крутящего момента от величины закрутки колеса. Крутильная жесткость используется конструкторами при проведении прочностных расчетов деталей и узлов трансмиссии.

Шина является одним из звеньев трансмиссии автомобиля и своими жесткостными и амортизационными свойствами определяет нагрузки, действующие в трансмиссии. Шина с малой крутильной жесткостью сглаживает пиковые нагрузки при трогании с места,

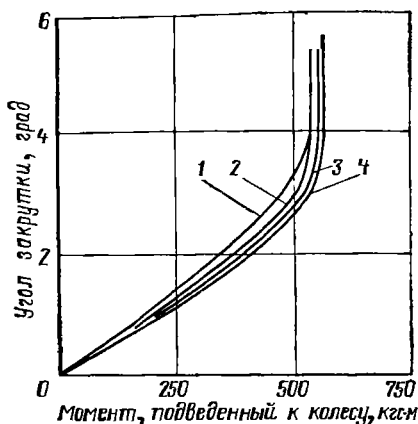


Рис. 25. Зависимость угла закрутки от подведенного к колесу крутящего момента для шины 260—508 при нагрузке 2300 кгс и различных значениях давления воздуха p_w :
 1—3,5 кгс/см²; 2—4,5 кгс/см²; 3—5,0 кгс·см²; 4—6,0 кгс/см²

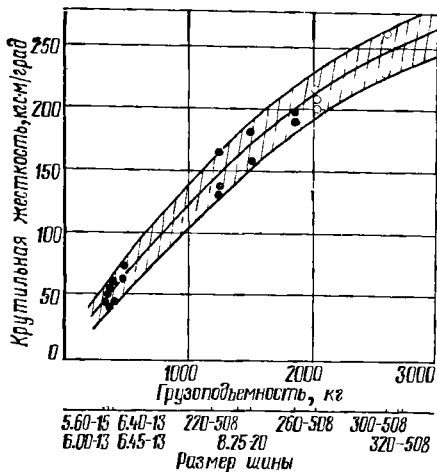


Рис. 26. Зависимость крутильной жесткости шины от ее грузоподъемности (размера):
 ●—I норма слойности; ○—II норма слойности

при движении по неровностям, а также уменьшает износ и поломки в деталях трансмиссии. Уменьшение крутильной жесткости приводит к повышению интенсивности износа шины при работе в тормозном или ведущем режимах. Крутильная жесткость повышается с уменьшением высоты профиля шины.

Пример одной из таких зависимостей приведен на рис. 25. При отсутствии проскальзывания эта зависимость имеет практически линейный характер: величина крутильной жесткости при изменении крутящего момента остается постоянной. В табл. 3 приведены величины крутильной жесткости шин различных типоразмеров при номинальных значениях нагрузки и внутреннего давления воздуха, замеренные в двух диаметрально противоположных сечениях.

Для большинства испытанных шин различие крутильной жесткости в двух разных сечениях сравнительно невелико.

Рассмотрим, как изменяется крутильная жесткость шин по мере возрастания их грузоподъемности. Как видно из рис. 26, с увеличением грузоподъемности крутильная жесткость шины увеличивается. С увеличением грузоподъемности величины жесткости разных моделей шин одной и той же грузоподъемности различаются по абсолютной величине. Величины крутильных жесткостей шин типа P практически не выпадают из общей закономерности. Разброс значений жесткости у шин размеров 5,60—15; 6,00—13 и 6,45—13 составляет около 30%. Увеличение как нагрузки, так и давления воздуха приводит к возрастанию крутильной жесткости, причем вертикальная нагрузка влияет на крутильную жесткость в меньшей степени, чем давление воздуха.

7. НАГРУЖЕНИЕ ШИНЫ ПРОДОЛЬНОЙ СИЛОЙ

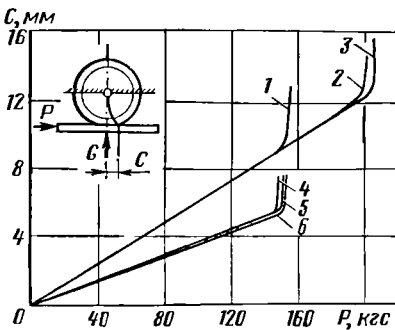


Рис. 27. Зависимость продольной деформации C шины от приложенной к колесу касательной силы P :

1 — шина 155—13Р ($p_w = 1,5$ кгс/см²; $G_k = 232$ кгс); 2 — шина 155—13Р ($p_w = 1,5$ кгс/см²; $G_k = 315$ кгс); 3 — шина 155—13Р ($p_w = 1,5$ кгс/см²; $G_k = 315$ кгс); 4 — шина 155—13 (диагональная, $p_w = 1,7$ кгс/см²; $G_k = 315$ кгс); 5 — шина 155—13 ($p_w = 1,5$ кгс/см²; $G_k = 315$ кгс); 6 — шина 155—13 ($p_w = 1,2$ кгс/см²; $G_k = 315$ кгс)

(кривая 4) она существенно меньше, чем у радиальной шины 155-13Р (кривая 3). Это объясняется тем, что продольное смещение связано прежде всего с горизонтальным сдвигом каркаса, жесткость которого у шин диагонального построения значительно выше, чем у шин радиальной конструкции. Продольная деформация, кроме того, зависит от толщины протектора. Жесткость в продольном направлении диагональной шины 155-13 равна 2,7 кгс/мм, а радиальной — 1,62 кгс/мм. Ввиду большой податливости радиальных шин в продольной плоскости и малых гистерезисных потерь при этом происходит медленное затухание продольных колебаний.

8. НАГРУЖЕНИЕ ШИН ПОВОРОТНЫМ МОМЕНТОМ

Если к автомобильному колесу, нагруженному нормальной нагрузкой, приложить момент M (рис. 28, а) параллельно плоскости контакта, то обод колеса повернется относительно площади контакта на некоторый угол ψ . Момент M воспринимается реактивным моментом, действующим на шину со стороны дороги. Под действием указанных моментов шина получает деформацию как в области контакта, так и вне его. Деформация шины характеризуется положением средней линии протектора относительно средней плоскости колеса. Средняя линия протектора под действием приложенного к колесу момента M примет форму « $abocd$ », показанную на рис. 28, а. Деформация средней линии протектора « oba » равна и противоположна по знаку деформации « oca ». Такую деформацию шины принято называть угловой деформацией.

Под действием приложенной к колесу со стороны дороги касательной силы шина деформируется в продольном направлении. Продольную деформацию оценивают смещением центра колеса относительно геометрического центра контакта шины, нагруженной лишь нормальной нагрузкой. Продольное смещение складывается из продольного сдвига каркаса шины и ее протектора.

Опыт показывает (рис. 27), что продольная деформация при заданных нагрузке G и давлении воздуха p_w возрастает с приложением к колесу касательной силы. У шины 155-13 диагональной конструкции

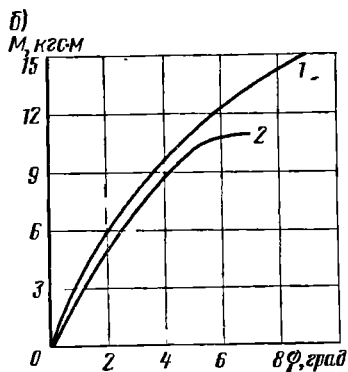
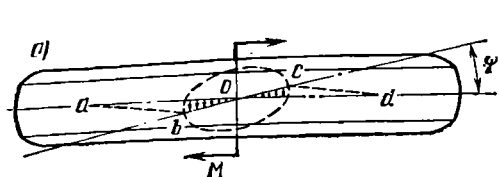


Рис. 28. Угловая деформация шины (а) и зависимость ее от приложенного к колесу поворачивающего момента (б):

1 — шина 7,00—15, $p_{\psi}=2,25$ кгс/см², $G_{\kappa}=600$ кгс, коэффициент угловой жесткости шины $k_{\psi}=2,5$ кгс · м/град; 2 — шина 6,00—16; $p_{\psi}=2,0$ кгс/см², $G_{\kappa}=450$ кгс; $k_{\psi}=2,2$ кгс · м/град

Угловую деформацию шины оценивают обычно углом ψ между средней плоскостью колеса и касательной в средней линии контакта в его центре. Для одной и той же шины угловая деформация возрастает с возрастанием приложенного к колесу момента M . Максимальная величина момента ограничена силами сцепления элементов протектора с дорогой.

Опытные данные зависимости угла поворота колеса от величины приложенного к нему момента приведены на рис. 28, б. Обе шины имеют рисунок протектора «шашки» и опираются на гладкую бетонную поверхность.

На рис. 28 видно, что между моментом M и углом ψ поворота колеса не существует линейной зависимости. С увеличением момента M наблюдается прогрессивное возрастание угла ψ поворота колеса, в частности, из-за проскальзывания элементов протектора в контакте. Первыми начинают проскальзывать элементы, расположенные вблизи линии контакта.

Опыты показывают, что по мере увеличения момента M проскальзывание распространяется по направлению от краев к центру поворота контакта. При определенной величине M все элементы протектора начинают проскальзывать.

В таком случае момент M равен моменту сил трения между шиной и дорогой.

Отношение момента M к вызываемому им углу ψ поворота средней плоскости колеса относительно средней линии контакта характеризует угловую жесткость шины. Согласно рис. 28, б средний коэффициент угловой жесткости K_{ψ} у шины 6,00—16 равен 2,2 кгс/град, а у шины 7,00—15 — 2,5 кгс/град.

Угловая жесткость шины оказывает большое влияние на легкость управления автомобилем и на работу шины. Благодаря угловой деформации шины облегчается во время движения поворот автомобильного колеса. Поворот колеса при этом осуществляется без заметного проскальзывания элементов протектора в контакте. Очень малая угловая жесткость шины приводит при быстром повороте колеса к запаздыванию его движения по заданной траектории.

ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ШИНЫ С ТВЕРДОЙ ОПОРНОЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ

1. ДЕФОРМАЦИЯ ШИНЫ ПРИ КАЧЕНИИ КОЛЕСА

При движении автомобильного колеса в работе участвует вся шина, все ее элементы. За один оборот колеса каждый элемент профиля шины, например элемент 2—2' (рис. 29), совершает полный цикл нагружения и разгружения.

При нагружении неподвижного колеса нормальной нагрузкой происходит симметричное деформирование элементов профиля шины относительно вертикального диаметра колеса; при освобождении же колеса от нормальной нагрузки наблюдаем восстановление формы профиля шины. В отличие от этого при качении ведомого колеса, нагруженного нормальной нагрузкой, одновременно происходит как деформирование, так и восстановление профиля шины. С достаточной для практики точностью можно считать, что деформирование элементов профиля шины происходит в зоне одной полуокружности (1—2—3—4), а восстановление их формы — в зоне другой полуокружности (4—5—6—1). В различных точках окружности колеса элементы профиля шины имеют разные по величине деформации. Так, например, в зонах 1—2—0 и 0—6—1 изменение деформации профиля шины почти не наблюдается.

Основное изменение деформации профиля диагональной шины происходит в нижней части полуокружности колеса, т. е. в зоне 0—2—3—4—5—6. В направлении от точки 2 к точке 3 деформация профиля шины постепенно увеличивается. Наибольшая деформация профиля шины наблюдается в зоне контакта, т. е. в зоне угла 3—0—4. В сечении 4—4' радиальная деформация шины достигает максимальной величины. Затем на участке 4—5 она быстро уменьшается. Восстановление формы профиля шины продолжается также за областью контакта на участке 5—6.

На деформацию профиля шины при качении колеса затрачивается

большое количество энергии. Она затрачивается на трение в материалах шины, на трение в контакте и на нарушение равновесной формы профиля покрышки. Энергия, затраченная на трение, переходит в тепло и рассеивается в пространство. Энергия же, затраченная на нарушение равновесной формы профиля шины, накапливается в виде потенциальной энергии упругой деформации. Потенциальная энергия упругой деформации для каждо-

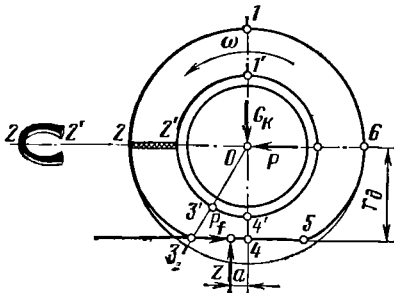


Рис. 29. Схема сил, действующих на ведомое колесо при его качении с угловой скоростью ω

го элемента профиля шины увеличивается при его перемещении в направлении от точки 2 к точкам 3 и 4.

При восстановлении формы профиля шины накопленная потенциальная энергия упругой деформации затрачивается на трение в материалах шины, на трение в контакте, а оставшая часть ее переходит в кинетическую энергию восстановления формы шины. Эта часть энергии на участке 4—5 переходит в кинетическую энергию движущегося колеса. Указанное происходит потому, что элементы профиля шины, стремясь принять свою равновесную форму, оказывают давление на дорогу, чем создают момент, способствующий качению колеса. Если бы энергия, затрачиваемая на деформацию шины, не возвращалась колесу в зоне восстановления формы шины, то движение такого колеса было бы аналогично движению жесткого колеса по мягкому грунту: в последнем случае почти вся энергия затрачивается на деформацию грунта. Из-за большого сопротивления движению такое эластичное колесо не получило бы широкого применения.

Пневматическое колесо нашло широкое применение благодаря тому, что значительная часть энергии, затрачиваемой на деформацию шины в одной части окружности, возвращается к колесу в другой его части (в зоне восстановления профиля шины). Сопротивление же равномерному движению колеса по твердой горизонтальной поверхности определяется потерями на трение в материалах шины в зонах деформирования и восстановления его профиля, на трение в контакте и на трение о воздух.

Движение ведомого колеса обеспечивается приложенной к нему толкающей силой P (см. рис. 29).

Со стороны дороги к колесу приложены элементарные реакции сил сопротивления. Равнодействующая этих сил равна по величине и противоположна по знаку толкающей силе и называется обычно силой сопротивления движению P_f . Сила сопротивления движению оказывает некоторое влияние на величину деформации шины. В основном она влияет лишь на ее окружную деформацию. По своей величине радиальная, окружная и поперечная деформации шины ведомого колеса мало чем отличаются от соответствующих деформаций неподвижного колеса в том случае, если скорость движения невелика.

Так как работа, затрачиваемая на деформирование шины, больше, чем работа, возвращенная колесу в зоне восстановления ее формы, то давление в передней части контакта больше, чем в его задней части. Принято считать, что в результате этого равнодействующая Z удельных сил в контакте смещена относительно вертикальной плоскости, проходящей через ось колеса, на некоторую величину a .

Из условий равновесия ведомого колеса следует, что

$$P_f r_d = Za = G_k a.$$

По этой формуле можно определить момент сопротивления качению ведомого колеса, помня, однако, что величина a при этом

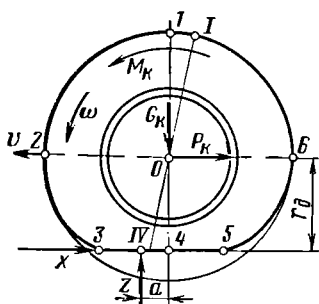


Рис. 30. Схема сил и моментов, действующих на ведущее эластичное колесо, движущееся со скоростью движения v :

1—4 — вертикальная плоскость колеса; I—IV — плоскости симметрии деформации шины

4—5—6) силы инерции и трения до известной степени парализуют силы упругости и препятствуют восстановлению формы профиля. Указанное приводит к увеличению сопротивления качению шины с увеличением скорости движения. При увеличении скорости наблюдается незначительное увеличение энергии, затрачиваемой на деформацию шины, но происходит значительное уменьшение энергии, возвращаемой колесу в зоне восстановления формы шины, что проявляется в виде уменьшения давления колеса на опорную поверхность в задней части контакта.

Ведомое колесо всю подведенную к нему энергию затрачивает на преодоление сил сопротивления движению. Ведущее же колесо энергию расходует как на сопротивление качению, так и на преодоление внешних сил. Ведущее колесо преобразует подведенный к нему крутящий момент в толкающую силу. Схема сил и моментов, действующих на ведущее эластичное колесо при установившемся движении его по горизонтальной плоскости, показана на рис. 30.

Уравнения статики плоско-параллельного установившегося движения для случая нулевых углов установки колеса имеют вид:

$$G_k = Z; \quad (2)$$

$$P_k = X; \quad (3)$$

$$M_k = P_k r_d + G_k a, \quad (4)$$

где G_k — нагрузка на колесо;

X — горизонтальная реакция в плоскости дороги;

a — плечо приложения равнодействующей Z удельных сил в контакте относительно вертикальной плоскости, проходящей через ось колеса;

характеризует плечо сопротивления движению, обусловленное нормальной и окружной деформацией шины и трением в контакте.

Деформация шины изменяется с изменением скорости движения колеса. На большей скорости качения профиль шины приобретает несколько вытянутую форму, происходит некоторое увеличение радиальной жесткости шины. Изменение деформации шины с изменением скорости происходит в результате действия инерционных сил.

В зоне деформирования (участок 2—3—4) элементы шины испытывают действие инерционных сил и сил трения, стремящихся уменьшить деформацию шины. В зоне же восстановления формы профиля шины (на участке

M_k — крутящий момент, приложенный к колесу;

P_k — сила тяги, приложенная от колеса к его оси;

r_d — динамический радиус колеса — плечо приложения силы P_k .

Крутящий момент, приложенный к колесу, уравнивается двумя моментами; моментом силы P_k на радиусе r_d и моментом силы Z на плече a . Уравнения (2), (3) и (4), выведенные из условия равновесия внешних сил, недостаточно полно характеризуют работу эластичного колеса. Они характеризуют равновесие моментов, действующих на колесо, но не выражают количественно работы, затрачиваемой на преодоление отдельных видов сопротивления.

Изменение крутящего момента вызывает изменение окружной деформации шины. Происходит значительное по сравнению с ведомым колесом увеличение окружного сжатия элементов профиля как перед областью контакта на участке 2—3 (см. рис. 30), так и в зоне контакта на участке 3—4. Элементы протектора входят в контакт с поверхностью дороги более сжатыми, чем выходят из него. В передней и особенно задней частях контакта создаются благоприятные условия для проскальзывания элементов в направлении, противоположном движению колеса. При увеличении крутящего момента наблюдается также некоторое увеличение нормальной деформации шины.

Движение эластичного колеса можно рассматривать как состоящее из поступательного движения его оси, характеризуемого углом α_1 поворота обода колеса, и вращательного движения, характеризуемого углом α_2 поворота обода колеса. Поворот обода колеса на угол α_2 происходит в результате окружного деформирования элементов шины. Поступательное движение оси колеса при этом отсутствует.

Следовательно, при повороте обода колеса на угол $\alpha_0 = \alpha_1 + \alpha_2$ ось эластичного колеса переместится в горизонтальном направлении на величину, характеризующую углом поворота обода α_1 и динамическим радиусом колеса.

Следовательно, работа, затрачиваемая на качение эластичного колеса, складывается из работы, расходуемой на преодоление всех сил сопротивления в процессе поступательного перемещения оси колеса при повороте его на угол α_1 , и работы этих сил сопротивления, затрачиваемых на изменение деформации шины, сопровождаемой вращением колеса, на угол α_2 без поступательного его движения.

Сила сопротивления качению ведущего колеса равна силе сопротивления, возникающей вследствие сноса нормальной реакции, и силе сопротивления окружному деформированию элементов шины. Сила, затраченная на изменение окружной деформации, пропорциональна окружной силе P_k и разности динамического радиуса и радиуса качения.

В отличие от ведущего у тормозящего колеса момент M_k действует в противоположном направлении (рис. 31). Он вызывает в

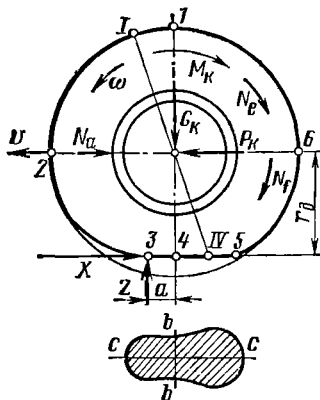


Рис. 31. Схема сил и моментов, действующих на тормозящее колесо при его качении по твердой горизонтальной плоскости (обозначения те же, что и на рис. 30)

к сжатым элементам протектора происходит в задней части контакта 4—5. Сжатие элементов протектора в задней части контакта вызывает их проскальзывание в направлении движения оси катящегося колеса.

У тормозного колеса окружное сжатие элементов профиля шины происходит в области 1—2—3—IV (см. рис. 31), а у ведущего колеса — в области 1—1—2—3—IV (см. рис. 30). Следовательно, у тормозного колеса окружное сжатие элементов профиля шины продолжается в зоне их радиального восстановления. В итоге у тормозящего колеса уменьшается величина проскальзывания элементов протектора в передней части контакта, в задней части контакта при повышенных значениях тормозного момента элементы протектора сначала несколько проскальзывают в сторону движения оси колеса, затем лежат неподвижно относительно дороги и при выходе из контакта проскальзывают в сторону, противоположную движению оси колеса.

Описание процесса качения эластичного колеса при помощи уравнений статики и мощностных затрат не позволяют получить полного представления о работе такой сложной статически неопределенной системы, какой является автомобильное колесо. Уравнения силового и мощностного балансов содержат больше неизвестных, чем уравнений, нужных для их определения. Для точного решения задачи необходимые дополнительные уравнения можно получить из рассмотрения работы оболочки шины, представленной даже в виде упрощенной расчетной схемы. Такой подход позволяет оценить влияние конструкции и материала отдельных элементов шины на основные внешние характеристики колеса. Однако такие решения являются достаточно сложными, и поэтому на практике

одной части полуокружности колеса (полуокружность 1—2—3—4) уменьшение окружной деформации шины, а в другой (полуокружность 4—5—6—1) — увеличение. С увеличением момента M_K окружное сжатие элементов профиля шины при входе их в контакт с дорогой уменьшается, а на выходе из контакта значительно возрастает по сравнению с ведомым и особенно ведущим колесами. В результате такого изменения окружной деформации у тормозящего колеса контакт приобретает форму *c b c b*. Это, в свою очередь, приводит к некоторому увеличению удельных давлений в передней части контакта и уменьшению их в его задней части. На длине контакта осуществляется переход от растянутых элементов протектора к сжатию. Как показывают опыты, переход от растянутых

широко используется метод рассмотрения внешней механики колеса, позволяющей получить экспериментально-аналитическую связь между его основными внешними характеристиками. Этот метод основан на совместном решении уравнений силового и мощностного балансов колеса, а также введения ряда величин по определению и обоснованных допущений. Такой подход позволяет оценить влияние параметров эластичного колеса на работу автомобиля. Наиболее общие экспериментально проверенные и хорошо согласующиеся с физическими представлениями о качении эластичного колеса зависимости приведены ниже.

Закон сохранения энергии позволяет уравнение баланса мощности автомобильного колеса записать в следующем общем виде:

$$N_e = N_a + N_f \quad (5)$$

или

$$M_k \omega = P_k v + N_f,$$

где $N_e = M_k \omega$ — мощность, подведенная к колесу;

$N_a = P_k v$ — мощность, отведенная от колеса;

N_f — величина, которая вводится равенством (5) по определению как мощность, расходуемая на сопротивление качению.

В качестве исходных математических определений величин приняты следующие выражения [23, 24, 32]:

момент сопротивления качению

$$M_f = \frac{N_f}{\omega}; \quad (6)$$

плечо сопротивления качению

$$a_f = \frac{M_f}{G_k}; \quad (7)$$

снос равнодействующей G_k нормальных сил, обусловленный податливостью шины в продольной плоскости,

$$a_c = a - a_f; \quad (8)$$

сила сопротивления качению

$$P_f = \frac{N_f}{v}; \quad (9)$$

коэффициент сопротивления качению

$$f = \frac{P_f}{G_k}; \quad (10)$$

радиус качения колеса

$$r_k = \frac{v}{\omega}. \quad (11)$$

Из перечисленных выражений (2) — (11) вытекают следующие соотношения:

$$P_k = \frac{M_k}{r_d} - G_k \frac{a}{r_d}; \quad P_k = \frac{M_k}{r_k} - P_f = \frac{M_k}{r_k} - G_k f;$$

$$a_c = \frac{P_k}{G_k} (r_k - r_d); \quad f = \frac{a_f}{r_k},$$

где r_d — динамический радиус.

Из приведенных выражений следует, что при $M_k \neq 0$ и $r_k \neq r_d$, т. е. в общем случае качения эластичного колеса имеют место неравенства:

$$|P_k| \neq P_f; \quad P_f \neq G_k \frac{a}{r_d}; \quad f \neq \frac{a}{r_d}; \quad a_c \neq 0; \quad a \neq a_f.$$

Таким образом, в общем случае величина a сноса нормальной реакции не характеризует величину потерь на качение в отличие от того, что мы наблюдаем при качении жестких и не передающих вращающего момента цилиндрических тел, для которых разработаны классические представления теории трения качения.

Рассмотрим следующие частные случаи качения автомобильного колеса, часто встречающиеся на практике.

1. Ведомый режим движения $M_k = 0$

$$P_k = -G_k \frac{a}{r_d}; \quad P_k = -P_f = -G_k f;$$

$$N_e = 0, \text{ откуда } |P_k| = P_f; \quad P_f = G_k \frac{a}{r_d}; \quad f = \frac{a}{r_d}.$$

2. Аналогично в случае $r_k = r_d$

$$P_f = G_k \frac{a}{r_d}; \quad a_c = 0; \quad a = a_f; \quad f = \frac{a_f}{r_d} = \frac{a}{r_d} = \frac{a}{r_k}.$$

3. Свободный режим качения колеса $P_k = 0$

$$M_k = G_k a; \quad a_c = 0; \quad a = a_f; \quad N_a = 0; \quad N_f = N_e = M_k \omega,$$

откуда

$$f = \frac{a}{r_k}.$$

Кроме рассмотренных, встречаются еще три следующих частных случая:

полное буксование колеса $v = 0; \omega \neq 0;$

$$N_a = 0, \text{ откуда } N_e = M_k \omega = N_f; \quad M_f = -M_k;$$

полное скольжение — юз колеса $\omega = 0; v \neq 0;$

$$N_e = 0, \text{ откуда } N_a = P_k v = -N_f; \quad P_f = -P_k;$$

для идеально представляемого колеса, т. е. при $N_f = 0,$

$$P_f = M_f = a_f = f = 0; \quad P_k = \frac{M_k}{r_k},$$

откуда

$$a = \frac{P_k}{G} (r_k - r_d) = a_c.$$

Приведенные выше зависимости справедливы для случая движения автомобильного колеса по твердой дороге. На мягких опорных поверхностях расстояние от оси движущегося колеса до дна колеи (динамический радиус) уже не является плечом приложения толкающей силы. В этом случае расстояние от оси колеса до плоскости, проходящей через точку приложения равнодействующей касательных сил (силовой радиус), больше динамического радиуса. При всех прочих равных условиях разность между динамическим и силовым радиусом увеличивается с увеличением глубины колеи и деформации шины. Это необходимо учитывать при использовании приведенных зависимостей для оценки качения колеса по мягкому грунту.

2. РАДИУСЫ КОЛЕСА

Если понятие о радиусе жесткого колеса является единственно возможным, то у эластичного колеса ввиду его деформации различают [32] свободный радиус r_0 , статический радиус r_c , динамический радиус r_d и радиус качения r_k .

Свободный радиус представляет собой радиус беговой дорожки колеса, свободного от внешней нагрузки. Он определяется непосредственным измерением расстояния от беговой дорожки до оси колеса. Свободный радиус колеса изменяется с изменением давления воздуха в шине и с изменением скорости вращения. Он несколько увеличивается с возрастанием давления воздуха и скорости вращения колеса. С достаточной для практики точностью можно считать, что при нагружении неподвижного колеса с диагональной шиной внешней нагрузкой свободный радиус r_0 сохраняет свою величину в зоне полукружности 1—8—7 (рис. 32). Связь между свободным радиусом колеса, конструктивными параметрами шины и ее нагрузочными характеристиками была рассмотрена выше.

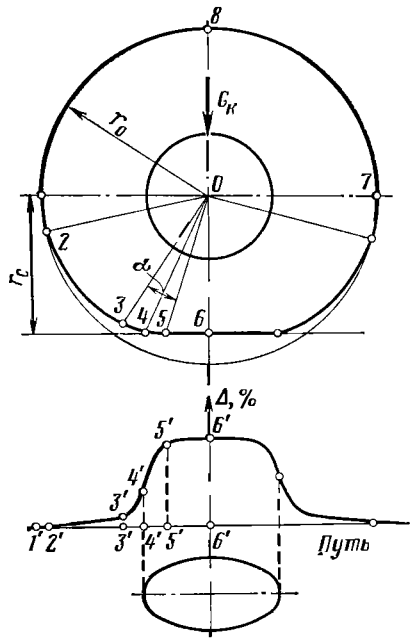


Рис. 32. Схема, иллюстрирующая окружную деформацию шины неподвижного колеса:

α — угол в окружном направлении

Статическим радиусом r_c называется расстояние от оси неподвижного колеса, нагруженного нормальной нагрузкой, до плоскости его опоры.

Расстояние от оси движущегося колеса до плоскости опоры принято называть динамическим радиусом r_d .

Статический и динамический радиусы уменьшаются с увеличением нормальной касательной нагрузки и уменьшением давления воздуха в шине. Динамический радиус зависит также от скорости движения: с увеличением скорости он несколько возрастает. При движении колеса с малой скоростью статический и динамический радиусы почти одинаковы.

Динамический радиус колеса, движущегося по твердой опорной поверхности, является плечом приложения толкающей силы.

Величина его может быть определена либо непосредственным изменением расстояния от оси движущегося колеса до дороги, либо расчетом, т. е. отношением разности крутящего момента и момента, обусловленного произведением равнодействующей нормальных сил на плечо сноса, к толкающей силе

$$r_d = \frac{M_k - G_k a}{P_k}.$$

Радиусом качения r_k принято [32] называть радиус такого фиктивного жесткого колеса, которое при отсутствии пробуксовывания и проскальзывания, имея одинаковую с действительным колесом скорость вращения, одновременно с этим имеет и одинаковую с ним скорость качения. Радиус качения правильнее называть кинематическим радиусом; им характеризуется путь, пройденный колесом за один оборот. По определению радиус качения равен отношению скорости поступательного движения оси к его угловой скорости. Радиус качения является очень важной характеристикой эластичного колеса.

Для одной и той же шины он зависит от нормальной нагрузки, давления воздуха, окружной силы, коэффициента сцепления колеса с дорогой и скорости движения колеса. При отсутствии проскальзывания и пробуксовывания автомобильного колеса радиус качения определяется окружной деформацией шины. Он характеризует собой взаимодействие колеса с дорогой.

Чтобы правильно понять физическую сущность формирования радиуса качения колеса, необходимо более подробно остановиться на рассмотрении окружной деформации шины. Свободное от нормальной нагрузки эластичное колесо имеет длину окружности $2\pi r_0$, а нормально нагруженное ведомое колесо за один оборот проходит путь $2\pi r_k$. Следовательно, за один оборот колеса беговая дорожка шины сжимается в окружном направлении на

$$\Delta S = 2\pi (r_0 - r_k).$$

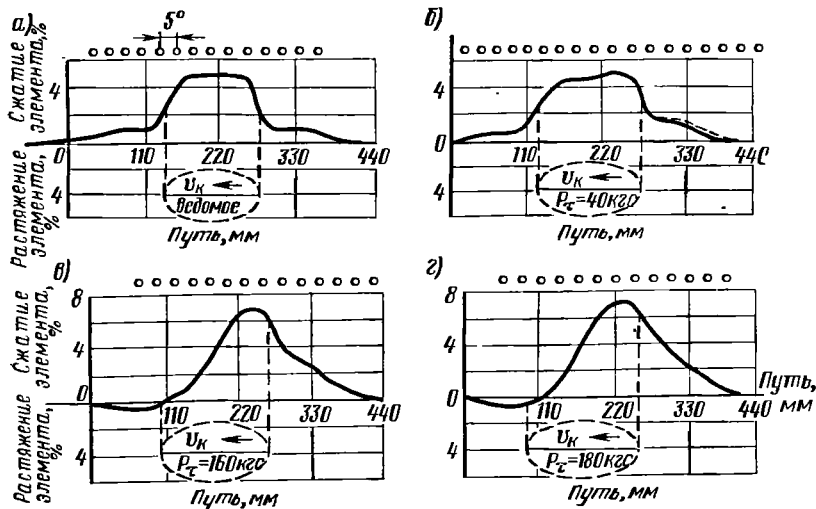


Рис. 33. Изменение длины элемента протектора при качении ведомого и тормозящего колес. Шина 6,00—16, рисунок «зигзаг», $p_w=2$ кгс/см²; $G_k=450$ кгс

Окружное сжатие элементов шины в процентах по отношению к длине окружности свободного радиуса составит

$$\Delta = \frac{\Delta S \cdot 100}{2\pi r_0} = \frac{(r_0 - r_k) 100}{r_0} = \left(1 - \frac{r_k}{r_0}\right) 100.$$

Зная свободный радиус колеса и процент окружного сжатия элементов протектора шины, определим радиус качения колеса по следующей зависимости:

$$r_k = r_0 \left(1 - \frac{\Delta}{100}\right).$$

Проведенные опыты показывают, что для данной диагональной шины основное влияние на окружную деформацию оказывают давление воздуха p_w и нормальная нагрузка. По оси ординат отложен процент окружного сжатия элементов протектора шины, а по оси абсцисс — развертка длины окружности на плоскость соответственно в обе стороны от точки b' (см. рис. 32).

Под действием окружной силы происходит лишь некоторое изменение окружной деформации шины, вызванной нормальной нагрузкой. В этом легко убедиться, если рассмотреть кривые по изменению длины элемента протектора шины 6,00—16 ведомого и тормозящего колес, показанные на рис. 33.

Характер изменения окружной деформации, соответствующий ведомому колесу, показан на рис. 33, а, а тормозящему колесу — на рис. 33, б, в, г. По оси ординат отложен процент окружного сжатия элементов протектора шины, а по оси абсцисс — путь S , пройден-

ный колесом. Точки на рисунках указывают угол поворота колеса в градусах. Расстояние между двумя точками равно 5° поворота колеса. Максимальное окружное сжатие элементов проектора шины ведомого колеса незначительно отличается от максимального окружного сжатия элементов протектора шины неподвижного колеса. Это объясняется тем, что у ведомого колеса окружная сила (сила сопротивления движению) мала. В нашем случае она равна примерно 10 кгс. С увеличением тормозного усилия P_r процент максимального окружного сжатия элементов протектора в передней части контакта шины (по сравнению с неподвижным колесом) уменьшается, а в задней части контакта возрастает.

Путь, пройденный колесом за один оборот, а следовательно, и радиус качения колеса при отсутствии скольжения определяют максимальной величиной окружного сжатия элементов протектора шины в передней части контакта, т. е. в зоне радиального сжатия элементов шины.

С увеличением тормозного усилия уменьшаются как окружное сжатие элементов протектора в передней части контакта, так и длина контакта, на которой элементы протектора шины неподвижны относительно дороги. При определенной величине тормозного усилия все элементы протектора шины в контакте начинают проскальзывать относительно дороги. В этом случае их путь, пройденный колесом за один оборот, не может быть определен по величине окружной деформации шины.

Из изложенного следует, что радиус качения при отсутствии проскальзывания и пробуксовывания колеса определяется максимальной величиной окружного сжатия элементов протектора в передней части контакта. Радиус качения может быть представлен в виде двух сложных функций, одна из которых зависит от окружной деформации шины, вызванной нормальной нагрузкой, а вторая — от окружной деформации, вызванной приложенным к колесу моментом:

$$r_k = f(\Delta G_k) + \varphi(\Delta M_k).$$

По данным исследований радиус качения ведущего колеса выражается следующей зависимостью:

$$r_k = r_{ол} (1 + \epsilon_\lambda) \left(1 - \frac{2P_k h}{G_p b k L^2} \right), \quad (12)$$

где $r_{ол}$ — свободный радиус по каркасу при рабочем давлении в шине;

ϵ_λ — окружная относительная деформация каркаса от вертикальной нагрузки;

P_k — касательная сила в контакте;

h — высота протектора;

G_p — модуль сдвига резины протектора;

b — ширина протектора;

k — коэффициент насыщенности рисунка;

L — длина контакта.

Влияние внутреннего давления p_w и нагрузки G_k на радиус качения проявляется через ϵ_k и длину контакта L . Формула (12) получена, исходя из рассмотрения процесса качения автомобильного ведущего колеса, моделируемого лентой на упругом основании.

Приложенный к колесу тормозной момент уменьшает максимальную окружную деформацию шины, вызванную нормальной нагрузкой в передней части контакта, т. е. приводит к увеличению радиуса качения колеса, а приложенный к колесу крутящий момент увеличивает ее, т. е. приводит к уменьшению радиуса качения колеса.

Зависимость радиуса качения колеса от приложенного к нему крутящего момента при отсутствии скольжения элементов шины в контакте имеет почти линейную зависимость. Способность шины изменять окружную деформацию под действием приложенного к колесу момента принято называть тангенциальной эластичностью шины. Она характеризуется величиной тангенса угла наклона кривой к оси абсцисс.

Соотношение между радиусом качения ведомого колеса и его динамическим радиусом в зависимости от конструкции шины, нагрузки и давления воздуха может быть различным. У ведомого колеса радиус качения может быть больше и меньше динамического радиуса, а также равен ему.

В общем случае характер зависимости радиуса качения от окружной силы показан на рис. 34. Угол наклона касательной к кривой радиуса качения характеризует податливость шины в окружном направлении. При заданной величине окружной силы, равной $0,3 G_k$ радиус качения характеризуется отрезком $zж$, равным разности отрезков ez и $eж$. Отрезок ze характеризует радиус качения, определенный окружной деформацией шины, а отрезок $eж$ — изменение радиуса качения в результате скольжения контакта. Радиус качения и динамический радиус колеса уменьшаются с увеличением нагрузки. Между радиусом качения колеса и давлением воздуха в шине не существует прямолинейной зависимости. Радиус качения возрастает с увеличением скорости качения колеса. При всех прочих равных условиях он тем больше, чем больше коэффициент сцепления колеса с дорогой.

Радиус качения колеса при номинальных давлении воздуха и нагрузке по данным фирмы «Файрстоун — Феникс» равен при скорости 60 км/ч статическому радиусу +2%, при скорости 100 км/ч — статическому радиусу +3% и при скорости 125 км/ч — статическому радиусу +4% от него. По данным исследований НАМИ изменение радиуса качения колеса при изменении его нагрузочных характеристик в условиях нормальной эксплуатации автомобиля колеблется в пределах 2—4%.

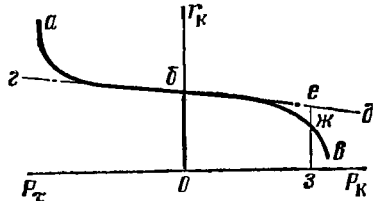


Рис. 34. Зависимость радиуса качения колеса от окружной силы

3. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ НАПРЯЖЕНИЙ В КОНТАКТЕ

Силы, действующие в контакте шины, определяются удельным давлением, касательным напряжением и коэффициентом трения.

Под удельным давлением понимают отношение нормальной нагрузки G_k , приходящейся на колесо, к площади контакта F . Последнюю можно рассматривать как общую (контурную), так и действительную. Действительная площадь контакта равна сумме площадей элементов рисунка протектора, соприкасающихся с дорогой. Различают среднее, среднее действительное и действительное удельное давление. Среднее удельное давление определяется отношением нормальной нагрузки G_k к общей площади контакта F_o , т. е.

$q_{cp} = \frac{G_k}{F_o}$ кгс/см². Среднее действительное удельное давление равно

отношению нагрузки G_k к действительной площади контакта F_d ,

т. е. $q_{cp} = \frac{G_k}{F_d}$ кгс/см². Действительное же удельное давление харак-

теризует нагрузку, приходящуюся на 1 см² площади контакта в заданной его точке.

Касательным напряжением τ называется отношение касательного усилия Q , действующего в плоскости контакта, к площади контакта.

Аналогично удельным давлениям различают также среднее общее касательное напряжение, среднее действительное касательное напряжение и действительное касательное напряжение. Отношение действительного касательного напряжения к действительному удельному давлению характеризует напряженность элемента шины

в контакте $\eta = \frac{\tau}{q}$.

Если напряженность равна коэффициенту сцепления элемента шины с дорогой, то шина начинает проскальзывать. Проскальзывание элементов шины в контакте является главной причиной износа протектора. В различных точках контакта соотношение между удельным давлением и касательным напряжением не является одинаковым. Оно изменяется с изменением условий движения и условий нагружения шины.

Опыты показывают, что величина и характер распределения удельных давлений и касательных напряжений по площади контакта оказывают большое влияние на движения автомобиля и на работу шины.

Характер распределения удельных давлений и касательных напряжений по площади контакта исследовали многие авторы. Можно считать, что к настоящему моменту о характере распределения удельных давлений и касательных напряжений по площади контакта автомобильного колеса имеются вполне достоверные сведения.

Распределение удельных давлений по площади контакта. У неподвижного колеса при опоре на жесткую поверхность характер распределения удельных давлений в контакте соответствует эпюрам, изображенным на рис. 35.

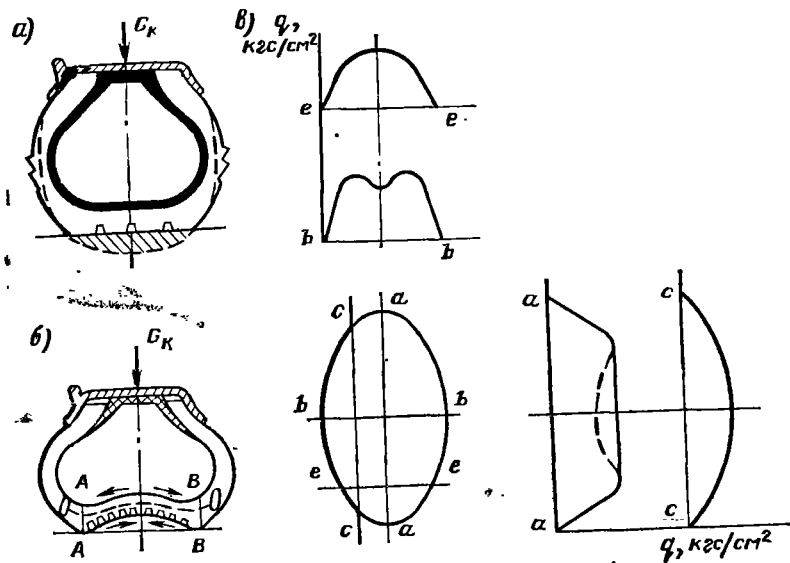


Рис. 35. Распределение давлений по площади контакта неподвижного колеса, опирающегося на жесткую поверхность:

a — профиль шины при нормальной нагрузке на колесо; b — профиль шины при очень большой нагрузке; e — распределение удельных давлений в контакте

В направлении продольной оси контакта эпюра распределения удельных давлений может иметь как трапециевидную, так и параболическую форму. Трапециевидный характер эпюры является преобладающим для шин легковых автомобилей и шин низкого давления грузовых автомобилей. У шин высокого давления наблюдается трапециевидный характер эпюры удельных давлений в средней части контакта (в сечении aa) и параболической в сечении cc . При очень больших нормальных деформациях шины эпюра удельных давлений в продольной плоскости контакта (в сечении aa) соответствует изображенной пунктиром; удельные давления возрастают в зоне, близкой к контурной линии контакта, и уменьшаются по направлению к его центру. Это происходит, во-первых, потому, что с возрастанием деформации шины возрастает нормальная жесткость ее в зоне, близкой к контурной линии контакта, и, во-вторых, потому, что в плечевых зонах протектора A — A и B — B шина жестче, чем к середине контакта. Боковины шины, деформируясь (рис. 35, б), стремятся, опираясь на более жесткие ее точки A и B , вывернуть среднюю часть протектора внутрь шины. Такому характеру деформирования шины способствует также «выхлопывание» (изменение знака кривизны) мембраны в центре контакта.

В направлении поперечной оси контакта распределение удельных давлений соответствует обычно эпюре bb ; удельные давления

вначале возрастают, а затем несколько уменьшаются в направлении к центру контакта.

У шин высокого давления при небольшом радиусе кривизны беговой дорожки протектора и нормальной нагрузке G_k наблюдается параболический характер распределения удельных давлений, особенно в сечениях aa и bb .

Величина и характер распределения удельных давлений по площади контакта зависят от конструкции и материала шины, от давления воздуха p_w , нагрузки G_k и рисунка протектора.

У неподвижного колеса эпюра распределения удельных давлений по контакту шины с дорожным рисунком протектора получается симметричной относительно вертикального диаметра колеса. При качении колеса симметричность эпюры удельных давлений нарушается.

При смятии (искажении формы) шины часть работы тратится на трение в материалах шины и на трение в контакте. Эта работа переходит в тепло и рассеивается. Другая, ее основная часть накапливается в шине в виде энергии упругой деформации.

В зоне восстановления накопленная энергия упругой деформации переходит в кинетическую энергию качения колеса и тратится на трение в материалах шины и на трение в контакте. Переход упругой деформации сжатия в кинетическую энергию качения колеса обеспечивает в зоне восстановления формы шины определенное давление на дорогу. Следовательно, у ведомого колеса в зоне смятия к шине со стороны дороги должны быть приложены силы, равные сумме упругих сил и сил трения, а в зоне восстановления шина давит на дорогу с силой, равной разности сил упругого восстановления и сил трения.

Величиной и характером распределения потерь на трение в материалах шины и в контакте, а также ее упругим продольным смещением объясняется в основном различие между удельными давлениями движущегося и неподвижного колес.

Действительные удельные давления более чем вдвое превышают давление воздуха в шине. В поперечной плоскости контакта эпюра удельных давлений имеет седлообразную форму. С уменьшением давления воздуха наблюдается рост удельных давлений от центра к краям контакта.

Действительные удельные давления уменьшаются с уменьшением давления воздуха p_w и нагрузки G_k . Однако уменьшение удельных давлений происходит намного медленнее, чем уменьшение давления воздуха в шине. Это объясняется тем, что с увеличением нормальной деформации шины все большее участие в восприятии нагрузки G_k принимает покрывка. Окружные силы, приложенные к колесу, оказывают малое влияние на изменение нормальной деформации шины — на изменение удельных давлений.

На величину и характер распределения удельных давлений существенное влияние оказывает наклон колеса к дороге.

С увеличением угла наклона колеса к дороге неравномерность распределения удельных давлений возрастает. Особенно большая

неравномерность распределения удельных давлений наблюдается в направлении поперечной оси контакта. Эюра распределения удельных давлений по площади контакта не имеет оси симметрии. Форма контакта сильно искажена и не похожа на эллипс или овал.

Удельные давления распределены неравномерно в пределах каждого выступа рисунка протектора. У краев шашки они существенно меньше, чем в ее средней части.

Величина и характер распределения удельных давлений в контакте сохраняется практически до скоростей движения 80—100 км/ч [12]. Заметное изменение их наблюдается лишь при скорости 100 км/ч и выше (рис. 36).

При движении колеса по мягкому грунту нормальная деформация шины значительно меньше, чем на твердом покрытии. Шины высокого давления при движении по свежеспаханному и хорошо разрыхленному грунту практически не деформируются. Распределение нормальных и горизонтальных удельных сил в продольной плоскости контакта в этом случае соответствует показанному на рис. 37, а [9]. При движении же по мягкому грунту шин низкого давления эюра распределения удельных давлений в продольной плоскости контакта соответствует изображенной на рис. 37, б.

Распределение касательных напряжений по площади контакта. У неподвижного и движущегося колес в плоскости соприкосновения шины с дорогой (в контакте) действуют значительные по величине и разные по направлению касательные напряжения. Они оказывают большое влияние на величину мощности, затрачиваемую

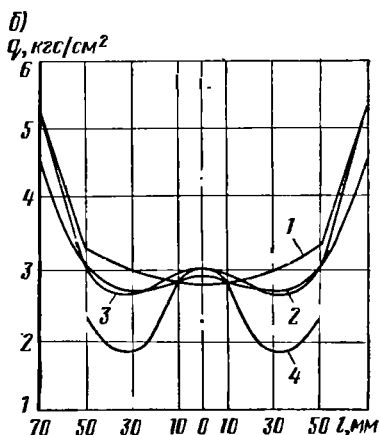
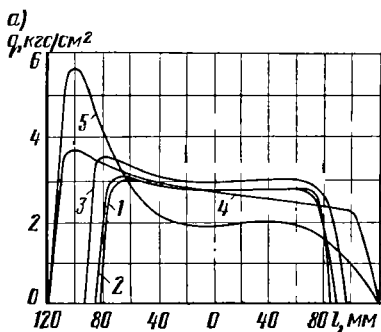


Рис. 36. Распределение удельных давлений q в контакте шины 7,50—16. Кривые 1, 2, 3, 4 и 5 соответствуют удельным давлениям в продольной плоскости симметрии контакта (а) и средней поперечной плоскости (б) соответственно при скоростях движения 25, 50, 100, 150 и 180 км/ч

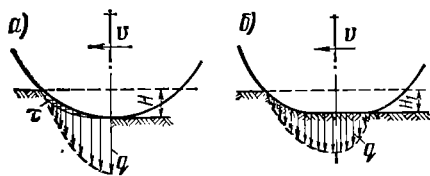


Рис. 37. Эюра горизонтальных и вертикальных напряжений:

а — при качении жесткого колеса по мягкому грунту; б — при качении эластичного колеса по мягкому грунту; H и H_1 — глыбы колес соответственно под жестким и эластичным колесами; τ — касательные напряжения; q — удельные давления

мой на качение колеса, на износ шины, устойчивость и управляемость автомобиля.

У неподвижного колеса с пневматической шиной, нагруженного нормальной нагрузкой G_n , касательные напряжения, приложенные от шины к дороге, действуют в направлении от краев к центру контакта. Они возникают в результате нормальной деформации шины за счет внутренних сил упругости. Касательные напряжения зависят от конструкции шины, материала, из которого она изготовлена, и от давления воздуха. Они тем больше, чем больше коэффициент сцепления между шиной и дорогой.

Как снижение, так и повышение давления воздуха в шине от номинального его значения приводит к увеличению касательных напряжений и неравномерности их распределения в контакте, причем снижение давления p_w приводит к увеличению продольных касательных напряжений, а повышение давления — к увеличению поперечных касательных напряжений. Понижение давления воздуха в шине приводит к уменьшению удельных давлений и повышению касательных напряжений, действующих вдоль контакта. С уменьшением давления воздуха в шине возрастает отношение касательного напряжения к удельному давлению, т. е. возрастает предрасположенность элементов протектора к проскальзыванию.

Для обеспечения хорошего сцепления шины с дорогой и получения малого износа шины необходимо рисунок протектора конструировать таким образом, чтобы напряженность элементов протектора в контакте была минимальной и по возможности одинаковой.

Распределение нормальных и касательных сил в контакте ведомого колеса с диагональной шиной 260—20 модели И-202 при движении по дороге с твердым покрытием с нагрузкой 1550 кгс и $p_w = 4,5$ кгс/см² показано на рис. 38. Кривые 1, 2, 3 характеризуют распределение удельных давлений и касательных напряжений в продольных сечениях контакта, расположенных соответственно на расстоянии 15, 40 и 65 мм от его средней линии. Кривые I, II, III и IV характеризуют распределение удельных давлений в средней поперечной плоскости контакта при давлениях воздуха соответственно 5,5; 4,5; 3,5 и 2,5 кгс/см². Приведенные экспериментальные данные являются типичными для диагональных шин грузовых автомобилей.

Основное влияние на величину удельных давлений оказывают внутреннее давление воздуха в шине, насыщенность рисунка протектора, нагрузка на колесо и жесткость поверхности качения.

В некоторых работах, ввиду трудности теоретического определения давлений в контакте, они приравнены давлению воздуха в шине p_w или же величине несколько большей. Такое толкование не всегда правильно. Рассмотрим этот вопрос более подробно.

Для теоретического анализа влияния различных параметров на величину давлений в контакте рассмотрим упрощенную модель (см. рис. 15, а), изображающую автомобильную шину в виде жесткой в поперечном сечении и гибкой в окружном направлении кольцевой ленты, связанной нитями корда с ободом колеса. Влияние резины боковин учтено специальными коэффициентами. Кордные нити шин

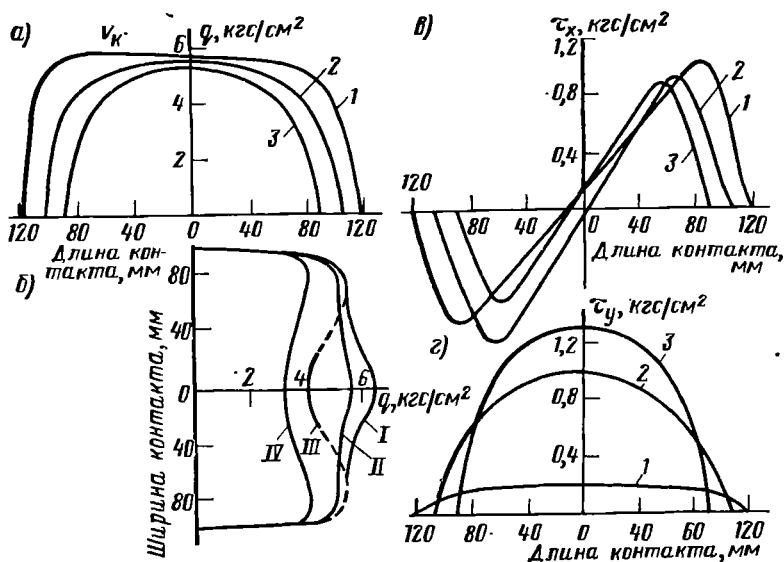


Рис. 38. Распределение удельных сил в контакте ведомого колеса с шиной 260—20 модели И-202:

a и *б* — давления и касательные напряжения в продольной плоскости в разных (1, 2, 3) по ширине сечениях. $p_w = 4,5 \text{ кгс/см}^2$; *б* и *г* — давления и касательные силы в средней поперечной плоскости контакта при различных давлениях воздуха в шине: I, II, III и IV соответственно равны 5,5; 4,5; 3,5 и 2,5 кгс/см²

типа Р и РС расположены в радиальной, а диагональных шин — в некоторой наклонной плоскости сечения шины.

Вырежем из ленты элементарный участок и рассмотрим действующие на него силы (см. рис. 15, б). Равнодействующая давления воздуха, приходящегося на элемент, уравновешивается соответствующими проекциями окружающих сил N , нагружающими ленту, и реакциями боковин T_n , представляющими собой геометрическую сумму сил натяжений перекрещивающихся нитей в кордных слоях оболочки шины. Силы натяжения T нитей боковин шин можно определить при помощи известных уравнений (1) равновесия нерастяжимой нити. Система указанных уравнений (1) и ее решение приведено в § 2 главы III.

При приложении к шине вертикальной нагрузки на ленту со стороны опоры действует давление q (см. рис. 16). В этом случае уравнение равновесия шины принимает вид

$$\frac{N}{r} - p_w + kq + 2p_w \frac{r}{B_{\Pi}} \cos \alpha \cos \beta = 0,$$

где k — насыщенность рисунка протектора;
 r — радиус кривизны деформированной ленты.

Разрешая равенство относительно q , получаем

$$q = \frac{1}{k} \left[p_w \left(1 - 2 \frac{r}{B_n} \cos \alpha \cos \beta \right) - \frac{N}{\rho} \right].$$

Таким образом, у свободной шины внутреннее давление воздуха уравнивается соответствующими реакциями боковых стенок и натяжениями (или сжатиями) в ленте, умноженными на кривизну ленты.

При деформации шины вертикальной нагрузкой увеличивается угол α и радиус кривизны ленты ρ и уменьшается радиус нити r . В результате внутреннее давление воздуха в шине p_w будет превышать суммарную силу реакций от боковин T_n и натяжений в ленте N . Разность между этими силами равна давлению, действующим в контакте колеса с опорной поверхностью.

Следует указать, что выведенная выше формула не учитывает жесткости оболочки шины на изгиб, которая несколько увеличивает угол α и создает дополнительное противодействие деформации в виде перерезывающих сил, действующих по боковым граням элемента ленты. Поэтому в более общем случае формулу для давлений необходимо уточнить:

$$q = \frac{1}{k} \left[p_w \left(1 - 2 \frac{r}{B_n} \cos m \alpha \cos \beta \right) - \frac{N}{\rho} + q_n \right], \quad (13)$$

где m — коэффициент, учитывающий изгибную жесткость резины боковин ($m > 1$);

q_n — давления, вызванные только изгибом оболочки.

Из формулы (13) следует, что на деформируемом грунте давления q будут меньше, чем на твердой плоской опоре, поскольку в последнем случае $\rho = \infty$ и отрицательный член $\frac{N}{\rho} = 0$.

Итак, при взаимодействии шин с твердой плоской опорой $\rho = \infty$ (за исключением границы контакта). Тогда можно принять

$$q = \frac{1}{k} \left[p_w \left(1 - 2 \frac{r}{B_n} \cos m \alpha \cos \beta \right) + q_n \right]. \quad (14)$$

Из формулы (14) видно, что величина q может быть как меньше, так и больше внутреннего давления воздуха p_w , в зависимости от того, какой из членов в квадратной скобке оказывает большее влияние. Очевидно, что при больших значениях первый член уравнения имеет больший вес и q может быть меньше p_w , при малых значениях p_w — наоборот, второй член оказывает большее влияние и обычно $q > p_w$ (здесь следует также учитывать что $k < 1$).

Одновременно со снижением нагрузки на шину из-за уменьшения ее деформации уменьшается угол α и увеличивается радиус нити r , в результате чего растет отрицательный член в круглых скобках, а следовательно, величина q также уменьшается.

Таким образом, тенденция к неравенству $q < p_w$ растет с увеличением давления воздуха в шине и уменьшением вертикальной нагрузки на колесо. Следовательно, и среднее давление в контурной

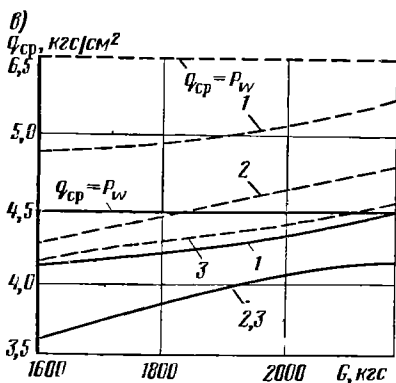
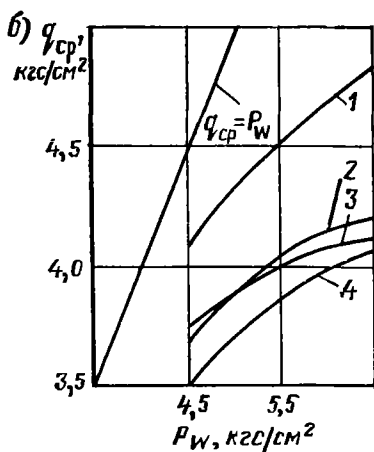
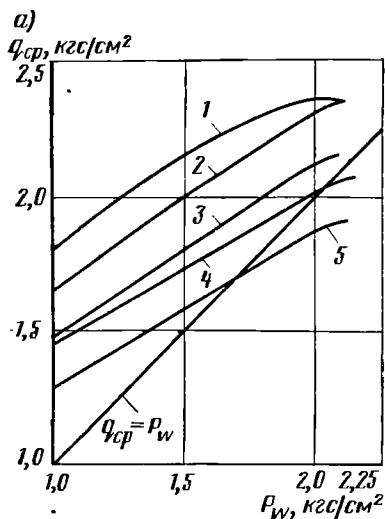


Рис. 39. Зависимость среднего давления в контакте: а — от внутреннего G_k — давления воздуха при нормальной нагрузке для шин 1, 2, 3, 4, 5 соответственно их маркам 5,60—15, М-59А; 175—15, Я-260Р; 155—15, М-122Р; 6,70—15, И-194; 155—15, М-83РС; б — то же, для шин 1, 2, 3 и 4 соответственно их маркам 260—20 И-231; 260—20 И-203; 260—20 И-202; 260—20 И-230; в — от нагрузки при нормальном давлении для шин 1, 2 и 3 соответственно их маркам 260—20 И-231; 260—20 М-203; 260—20 И-230 (сплошные линии — $p_w = 4,5 \text{ кгс/см}^2$, пунктирные $p_w = 6,5 \text{ кгс/см}^2$)

площади контакта q_{cp} , с одной стороны, равно $\frac{k \{ q d F}{F}$, а с другой — $\frac{G}{F}$, где F — площадь отпечатка; G — вертикальная нагрузка.

То обстоятельство, что q_{cp} может быть меньше p_w , установлено экспериментально многими исследователями. В частности, в работе, проведенной в ФРГ [43], отмечалось, что среднее давление в контакте оказывается меньше внутреннего давления воздуха в шине при большом внутреннем давлении и малой нагрузке, приходящей на колесо.

В НАМИ обобщены результаты работ, связанных с определением средних давлений в контакте при радиальном обжатии шин различных типов. Они показывают, что у шин грузовых автомобилей при номинальных нагрузках и давлениях воздуха средние

удельные давления по контуру и даже по выступам протектора ниже, чем давление воздуха в шине. С уменьшением давления и увеличением нагрузки средние удельные давления в контакте могут достигнуть давления воздуха в шине и даже превысить его.

Наглядная иллюстрация изложенных положений приведена на рис. 39, где представлены экспериментальные кривые зависимости среднего давления в контурной площади отпечатка от давления воздуха и нагрузки. Из рис. 39, *а* и *б* видно, что с увеличением внутреннего давления воздуха в шине среднее давление в контакте возрастает с некоторым затуханием. В результате, например, у шин легковых автомобилей при определенном значении давления воздуха среднее давление в контакте становится меньше внутреннего давления воздуха в шине. У шин грузовых автомобилей среднее давление в контакте меньше внутреннего давления в шине, но с ростом последнего разница между ними также увеличивается. Из рис. 39, *а* и *б* также видно, что у шин легковых автомобилей среднее давление в контакте с опорной поверхностью, как правило, больше давления воздуха в шине, а у шин грузовых автомобилей меньше. Это объясняется тем, что давление в шинах легковых автомобилей значительно ниже, чем в шинах грузовых автомобилей.

Из рис. 39, *в* следует, что с увеличением нагрузки среднее давление в контурной площади контакта возрастает. Из характера кривых видно, что существует определенная величина нагрузки, при превышении которой давление в контакте будет превосходить внутреннее давление воздуха в шине. Следовательно, экспериментальные данные подтверждают теоретический вывод о том, что неравенство $q_{ср} > p_w$ может существовать лишь при сравнительно большой нагрузке и малом внутреннем давлении воздуха в шине.

Таким образом, по данным теоретического анализа и эксперимента величина среднего давления по контурной площади отпечатка может быть больше, равна или меньше давления воздуха в шине в зависимости от соотношения величин давления воздуха, нагрузки, конструкции каркаса, формы и жесткости оболочки. У арочных шин и шин с уширенным профилем эпюра распределения удельных давлений в контакте имеет свои характерные особенности.

У всех типов шин наблюдается определенная неравномерность распределений удельных давлений в контакте, которая определяется конструкцией шины, типом рисунка протектора, кривизной и шириной беговой дорожки. Для всех типов шин наиболее общим является трапециевидный характер распределения удельных давлений.

Под действием приложенного к колесу крутящего или тормозного момента изменяются величина и характер распределения удельных давлений и касательных напряжений в контакте. При этом, если величина и характер распределения удельных давлений изменяются незначительно, касательные напряжения очень изменяются.

Для ведомого колеса составляющие касательных напряжений τ_x в продольной плоскости контакта имеют синусоидальный характер распределения, а в поперечной плоскости контакта — параболический.

ческий. Суммарные касательные напряжения, приложенные от шины к дороге, направлены от краев к середине контакта. Касательные напряжения составляют примерно 0,2—0,25 от величины удельных давлений.

Величину и характер распределения касательных напряжений τ'_x , действующих в продольной плоскости контакта по выступам рисунка протектора при действии на колесо вертикальной нагрузки, можно определять по формуле

$$\tau'_x = \frac{r_0 G_p^* A}{\delta k \lambda^2} \left[\frac{(\rho + \varphi_1)(\rho \lambda - \operatorname{cth} \lambda \varphi_1)}{\operatorname{ch} \lambda \varphi_1 (\rho^2 \lambda^2 + 1 + 2\rho \lambda \operatorname{cth} \lambda \varphi_1)} \operatorname{sh} \lambda \varphi - \varphi \right],$$

где φ — угловая координата элемента протектора с полюсом в центре колеса;

r_0 — свободный радиус колеса;

δ — толщина резины протектора;

k — коэффициент насыщенности рисунка протектора;

G_p^* — приведенный модуль сдвига резины;

ρ — параметр оболочки, определяемый экспериментальным путем;

φ_1 — угол полуконтакта;

A, λ — постоянные безразмерные коэффициенты, определяемые конструктивными параметрами шины.

Дополнительные касательные напряжения, возникающие в контакте колеса от действия крутящего или тормозного моментов, выражаются следующей зависимостью:

$$\Delta \tau_x = \frac{T_M}{S} \left(1 - \frac{\varphi}{\varphi_1} \right),$$

где T_M — тяговая или тормозная сила;

S — площадь контакта.

Эпюра продольных касательных напряжений, построенная по этой формуле, имеет вид треугольника.

Суммарные касательные напряжения при качении ведомого или тормозящего колеса будут равны:

$$\tau_x = \tau'_x \pm \Delta \tau_x.$$

Приведенные теоретические зависимости позволяют проанализировать влияние различных факторов, в том числе конструктивных параметров шины, на величину и характер распределения касательных усилий в контакте колеса с твердой опорной поверхностью. Они показывают, что касательные напряжения τ'_x прямо пропорциональны свободному радиусу колеса, приведенному модулю сдвига резины, обратно пропорциональны толщине резины протектора и насыщенности рисунка его и зависят от местоположения точки в контакте.

Проведенные ранее и настоящие исследования напряжений в плоскости контакта показали, что явления, происходящие в раз-

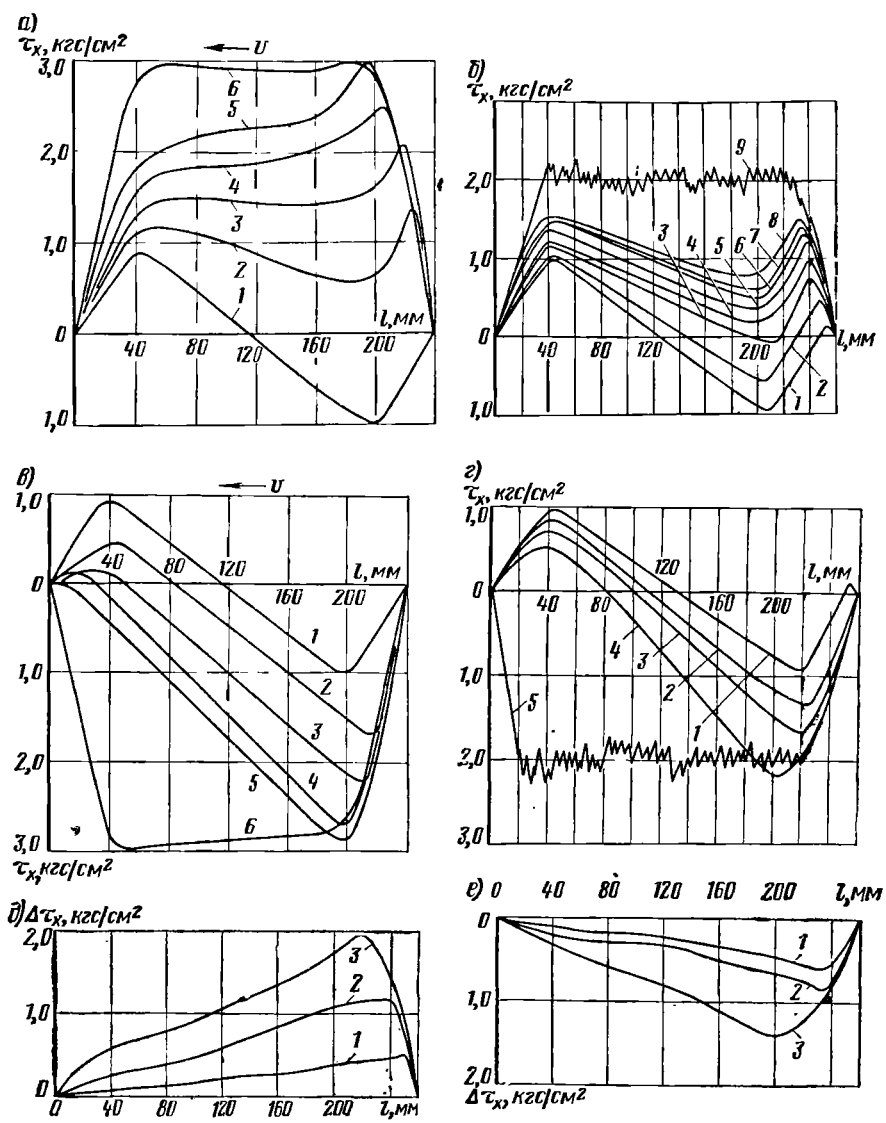


Рис. 40. Распределение касательных напряжений в средней продольной плоскости контакта при качении колеса с шиной диагональной конструкции и типа Р ($G_k = 1550 \text{ кгс}$; $p_w = 4,5 \text{ кгс/см}^2$):

а — для шины диагональной конструкции ведущего колеса: 1 — продольные касательные напряжения в контакте ведомого колеса; 2–5 — продольные касательные напряжения соответственно при крутящих моментах 140, 225, 295, 340 кгс·м; 6 — эпюра нормальных напряжений; б — для шины Р ведущего колеса: 1 — то же, что и для а; 2–8 — продольные касательные напряжения при возрастающих значениях крутящего момента; 9 — продольные касательные напряжения при моменте, соответствующем буксованию колеса; в — то же, что и а, но для шин тормозящего колеса; 1 — то же, что и для а; 2–5 — продольные касательные напряжения, соответствующие крутящим моментам 105, 145, 190, 215 кгс·м; 6 — то же, что и для а; г — для шин Р тормозящего колеса; 1 — то же, что и для а; 2–4 — продольные касательные напряжения при возрастающем значении момента; 5 — продольные касательные напряжения при моменте, соответствующем юзу; д — для шины диагональной конструкции: 1–3 — касательные напряжения, обусловленные возрастающей окружной силой ведущего колеса; е — то же, что и д; 1–3 — для тормозящего колеса

личных продольных сечениях контакта при прямолинейном качении колеса идентичны, а наибольшие продольные касательные напряжения в контакте всех шин действуют в сечениях, наиболее близко расположенных к продольной плоскости симметрии. Ниже приведена зависимость (рис. 40) изменения продольных касательных напряжений, действующих лишь в одном из продольных сечений контакта шины, наиболее близко расположенного к продольной плоскости симметрии или в самой плоскости симметрии, от величины приложенного к колесу момента.

Кривые b на рис. 40, a и 40, b соответствуют эпюре нормальных напряжений q , умноженных на коэффициент сцепления, равный в данном конкретном случае 0,55.

Из рис. 40 видно, что по мере увеличения окружных сил продольные касательные напряжения резко возрастают в задней части контакта. Максимумы продольных касательных напряжений в задней части контакта достигают значений, определяемых пределом сцепления, и пересекают кривые b (рис. 40, a и рис. 40, b). На участке задней части контакта, начиная от его краев и до точек пересечения эпюр с кривыми b , происходит проскальзывание элементов протектора. С увеличением крутящего или тормозного момента, приложенного к колесу, зона скольжения нарастает пропорционально увеличению продольных касательных напряжений.

При больших значениях момента зона скольжения у тормозящего колеса больше, чем у ведущего. Как при буксовании, так и при скольжении (юз) наблюдается колебательный характер изменения касательных напряжений в контакте. Путем вычитания из эпюры продольных касательных напряжений (при действии на колесо различных по величине крутящих и тормозных моментов) эпюры продольных касательных напряжений ведомого колеса получены дополнительные касательные напряжения Δt (рис. 40, d и 40, e), возникающие вследствие приложения к колесу окружных сил. Из приведенного видно, что как при движении ведущего колеса (рис. 40, d), так и при качении тормозящего колеса (рис. 40, e) дополнительные касательные напряжения распределяются по закону, близкому к треугольному, увеличиваясь от передней части контакта к задней.

4. СОПРОТИВЛЕНИЕ КАЧЕНИЮ, КРИТИЧЕСКАЯ СКОРОСТЬ ПО ВОЛНООБРАЗОВАНИЮ

При качении автомобильного колеса наблюдается деформация шины и дороги. Ни шина, ни дорога не являются идеально упругими телами, поэтому деформация их сопровождается потерей энергии. Энергия затрачивается на трение в материалах шины и дороги, на трение — скольжение в контакте и аэродинамические потери. Суммарный эффект этих явлений принято называть сопротивлением качению автомобильного колеса. Потери на качение оценивают силой сопротивления качению, коэффициентом сопротивления качению или мощностью потерь на качение.

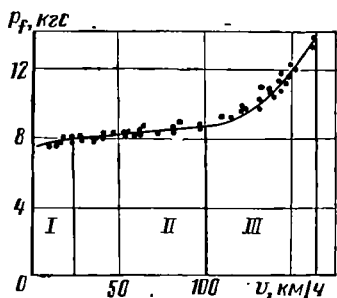


Рис. 41. Зависимость силы сопротивления качению от скорости (при $v_{\max} p_w = 2,4 \text{ кгс/см}^2$)

В шине энергия затрачивается на межмолекулярное трение в резине и корде и механическое трение между различными элементами шины (между покрышкой и камерой, покрышкой и ободом и в отдельных случаях между резиной и кордом).

В грунте энергия затрачивается в основном на механическое трение между его отдельными частицами. Она возникает в результате нормальных и сдвиговых деформаций грунта. Величина этих деформаций зависит от типа и состояния грунта, условий движения и размеров шин, величины нагрузки на колесо и давления воздуха в шине.

Многочисленные исследования показывают, что потеря энергии на трение — скольжение в контакте ведомого колеса при движении по твердой поверхности невелика и составляет 5—10%, а аэродинамические потери не превышают 1,5—3% от общих потерь на качение [40, 41]. Сопротивление качению ведомого колеса при движении по дорогам с твердым покрытием состоит из потерь на разного вида трение в шине и составляет 90—95% общих потерь. На указанные потери затрачивается значительная доля мощности двигателя. Энергия, поглощаемая шиной, приводит к значительному повышению ее температуры. С увеличением температуры уменьшается межмолекулярное трение в резине, а следовательно, и величина гистерезисных потерь, что является положительным явлением; гистерезисные же потери в корде при этом несколько возрастают.

Сопротивление качению в сильной степени зависит от скорости качения колеса. В реальных условиях эксплуатации сопротивление качению может возрастать более чем в 2 раза. На рис. 41 показана зависимость силы сопротивления качению

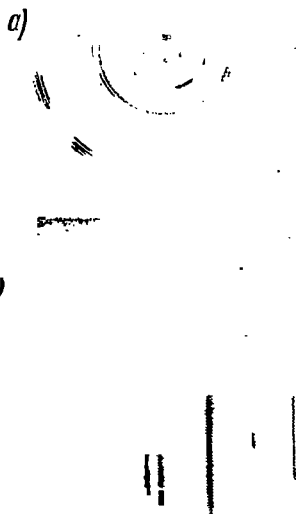


Рис. 42. Деформация шины при качении колеса с большой скоростью:

а — диагональная шина 7,50—16, рисунок «зигзаг»; б — радиальная шина 6,45—13 моделей М130

шины 6,45—13Р модели М-130А с металлокордным брекером ($G_k = 375$ кгс; $p_w = 1,9$ кгс/см²) от скорости. Шина имела нормальную нагрузку G_k и соответствующее ей давление p_w воздуха. Испытания проводили на барабанном стенде при установившемся тепловом состоянии шины. На рис. 41 видны три явно выраженные зоны нарастания сопротивления качению. При очень малых скоростях движения (в начале зоны I) потери мощности на качение пропорциональны циклу статического обжатия шины. Эти потери обусловлены сжатием резины в зоне контакта и сдвиговыми деформациями между кордом и резиновыми прослойками и колеблются в пределах 7—10% от общей энергии, затрачиваемой на обжатие шины [40].

В зоне I для ряда шин наблюдается интенсивное возрастание сопротивления качению с увеличением скорости. Это происходит потому, что вначале при малом числе циклов нагружений пластические деформации в резине оказывают большое влияние на потери в шине. По мере увеличения числа циклов нагружения влияние пластической составляющей потерь в резине на сопротивление качению уменьшается.

В зоне II происходит нарастание потерь с увеличением скорости. С увеличением скорости все в большей степени начинают сказываться инерционные силы. Начиная с определенного значения скорости, частота деформации элементов шины совпадает с их собственной частотой колебаний, что характеризует процессы качения в зоне III. При высоких скоростях качения скорость восстановления формы шины после прохождения контактной зоны ниже скорости выхода элементов из контакта. В результате из контакта выходят невосстановленные элементы, которые под действием упругих и инерционных сил начинают колебаться. Эти колебания продолжают до тех пор, пока внутреннее трение в материалах не преобразует энергию этих колебаний в тепло. Эта дополнительная затрата энергии приводит к резкому нарастанию потерь на качение. Вначале (при скорости 80—90 км/ч) появляются заметные на глаз поперечные колебания профиля шины, а затем уже при значительно больших скоростях движения и явно видимые колебания беговой дорожки шины в зоне выхода из контакта. Начало появления колебаний в окружном направлении соответствует критической скорости для данной шины. Чем выше скорость, при которой возникают видимые колебания в окружном направлении, тем лучше шина приспособлена для работы на высоких скоростях. Работоспособность шины при критической скорости исчисляется минутами. Поэтому критическая скорость шины должна быть не менее чем на 10—20% выше максимальной скорости автомобиля, для которого она предназначена.

В НАМИ исследование критических скоростей различных шин проводили на барабанном стенде 3302. За значение критической скорости принимали скорость, соответствующую моменту появления $1/2$ волны на периферии шины.

Для исследования процесса волнообразования на шине при испытаниях была применена телевизионная установка (ПТУ-101).

С помощью телевизионной установки изучали конфигурацию профиля шины и беговой дорожки протектора.

Работоспособность шин на больших скоростях проверяли следующим образом. Новую обкатанную шину прогревали на стенде при номинальных параметрах, затем устанавливали постоянное значение скорости, близкое к критической. Значение скорости согласовывали с заказчиком. Обычно это соответствовало максимально возможной скорости автомобиля. Работоспособность оценивали временем работы шины на этой скорости без разрушения. Удовлетворительной работоспособностью шины считали такую, при которой она работала без разрушения в течение 2 ч. Эта цифра выбрана потому, что запас хода современных легковых автомобилей по объему топливного бака при движении с максимальной скоростью составляет 250—280 км, т. е. не более 2 ч.

Характер деформации шины при качении с большой скоростью является очень сложным. На рис. 42, а показана деформация диагональной шины, а на рис. 42, б — радиальной при скорости 200 км/ч. У радиальных шин ввиду жесткости брекерного пояса волна на боковинах шины возникает значительно раньше, чем на протекторе. Обычно критические скорости образования периферийных волн беговой дорожки протектора у радиальных шин выше, чем у диагональных. Испытания показали, что критические скорости

повышаются с повышением давления воздуха и уменьшением нагрузки на колесо. Для повышения безопасности движения автомобиля на больших скоростях необходимо повышать первоначальное давление воздуха в шинах на 0,2—0,3 кгс/см².

Большую величину критической скорости имеют шины с менее массивной коронной частью. Длина волны у радиальных шин больше, чем у диагональных.

Остановимся более подробно на сопротивлении качению при малых скоростях движения.

Универсальный барабанный стенд 3302 позволяет исследовать сопротивление качению шин различных размеров в широком диапазоне скоростей движения. Перед началом испытаний шину прокатывают по барабану с минимально воз-

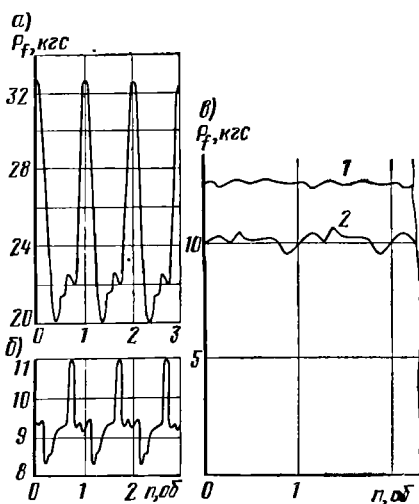


Рис. 43. Изменение силы сопротивления качению за оборот колеса:

а — шина 260—508Р модели И-Н99 ($G_k = 1820$ кгс, $p_w = 6,0$ кгс/см², $v = 1,8$ км/ч); б — шина 6,45—13 модели М-130А диагональная ($G_k = 375$ кгс, $p_w = 2,0$ кгс/см², $v = 2$ км/ч); в — шина 6,70—15 модели И-А14 ($G_k = 495$ кгс); 1 — холодная шина ($p_w = 1,7$ кгс/см²); 2 — горячая шина ($p_w = 2,4$ кгс/см²)

можной скоростью и при этом записывают на двухкоординатник сопротивление качению в зависимости от угла поворота колеса в окружном направлении. В результате исследования широкого ассортимента шин отечественного и зарубежного производства установлено, что сопротивление качению за оборот колеса изменяется в достаточно широких пределах. Для отдельных образцов шин оно изменяется на 30—40% от своего среднего значения. Типичная зависимость изменения силы сопротивления качению за оборот колеса показана на рис. 43.

Опыты показали, что колебание силы сопротивления качению значительно больше у шин грузовых автомобилей по сравнению с шинами легковых автомобилей и у разогретых пробегом по сравнению с холодными шинами.

По мере разогрева шин все в большей степени проявляется неодинаковость натяжения нитей корда и неравномерность распределения материалов по окружности шины. Изменение сопротивления качению за оборот характеризует качество сборки шин, точность изготовления сборочных барабанов, возможность снижения сил сопротивления качению, веса шин и пути уменьшения уровней вибраций. Такой метод испытаний шин используют для оценки их качества.

Как уже было отмечено, при качении ведомого колеса каждый элемент профиля шины, например элемент $2-2^1$ (см. рис. 29), за один оборот совершает полный цикл деформации нагружения и разгрузки нормальной нагрузкой. У неподвижного колеса одновременно участвуют в нагрузке и разгрузке элементы шины обеих его полуокружностей.

Зная соотношение между деформацией шины за один оборот ведомого колеса и деформацией ее при однократной нагрузке и разгрузке, можно по петле гистерезиса при однократном обжатии с приемлемой точностью определить работу сопротивления движению за один оборот колеса. В этом случае сила P_f сопротивления качению колеса по твердой дороге определяется следующей зависимостью [13]:

$$P_f = \frac{K}{2r_k w} \cdot \frac{h}{R} \quad \text{или} \quad f_o = \frac{hK}{2Rwr_k G_k}, \quad (15)$$

где K — работа, затраченная на гистерезис и трение в контакте при однократном обжатии шины, кгсм;

h — радиальная деформация шины;

R — радиус шины;

r_k — радиус качения колеса;

w — коэффициент, зависящий от отношения $\frac{h}{R}$;

G_k — нагрузки на колесо.

При определении работы гистерезиса шина должна быть предварительно обкатана и иметь нагрузку, давление воздуха и температуру, одинаковые с катящимся колесом.

Чтобы использовать зависимость (15) в практических расчетах, необходимо накопить опытные данные по изменению величины K в зависимости от типа шин, давления воздуха в них и нагрузки на колесо.

Методы определения потерь на качение колеса по гистерезису шины при однократном нормальном ее обжатии представляют значительный интерес, однако они разработаны еще недостаточно. Сопротивление качению автомобильного колеса определяется в основном опытным путем. Почти все имеющиеся опытные данные по сопротивлению качению получены лишь для ведомого колеса. Сопротивление качению ведущего и тормозящего колес исследовано в меньшей степени.

Указанный выше метод оценки сопротивления качению по гистерезису может быть применен лишь для малых скоростей движения. При более высоких скоростях движения он непригоден, так как процесс деформирования шины резко усложняется. Элементы протектора в зоне входа в контакт перемещаются по направлению к центру колеса, а при выходе из него — в сторону от центра колеса. Возникающие при этом инерционные силы складываются и вычитаются из центробежных сил, действующих на элементы не нагруженной нормальной нагрузкой шины.

Ведомое колесо является лишь поддерживающим и направляющим элементом автомобиля. При равномерном движении вся подведенная к нему энергия затрачивается на сопротивление качению. Ведущее и тормозящее колеса являются также и механизмами, преобразующими подведенный к колесу момент в окружную силу.

Несмотря на различие функций, выполняемых ведущим, ведомым и тормозящим колесами, потери на их качение целесообразно оценивать единообразно, т. е. коэффициентом сопротивления качению.

Сопротивление качению автомобильного колеса определяют как в лабораторных условиях, так и в дорожных. В первом случае сопротивление качению определяют как методом свободного выбега колеса (инерционным методом), т. е. измерением времени и пройденного колесом пути с заданной скоростью до полной его остановки, или в узком интервале изменения скорости, так и методом непосредственного замера поглощаемой колесом энергии (методом динамометрирования). В дорожных условиях сопротивление качению автомобильного колеса определяют тремя методами: буксирования ведомого автомобиля, измерения энергии, затрачиваемой колесом на качение, и выбега. Методом выбега чаще всего проводят сравнительную оценку сопротивления качению различных шин, а также определяют среднюю величину сопротивления качению колеса в интервале падения скорости от заданной величины до нуля.

Более точные результаты получают при измерении потерь на качение в узком интервале падения скорости. При сравнительных испытаниях шин в идентичных условиях сопротивление движению можно оценивать также расходом топлива автомобилей.

Сопrotивление движению автомобильного колеса зависит от многих факторов, и в первую очередь от конструкции и материала шины, обода, точности их изготовления, скорости движения, величины приложенных к колесу внешних сил и от дорожных условий.

Конструкция шины оказывает большое влияние на величину поглощаемой ею энергии. На твердых гладких покрытиях дорог шестислойные покрышки поглощают (в зависимости от скорости движения) примерно на 5% больше энергии, чем трехслойные. Шины, смонтированные на более широких ободах (ширина обода составляет 0,75—0,8 от ширины профиля шины), поглощают при своем качении примерно на 10% меньше энергии, чем шины, смонтированные на более узких ободах (ширина обода 0,62—0,65 от ширины профиля шины). Сопrotивление движению автомобильного колеса возрастает с увеличением толщины протектора шины. Покрышка, сконструированная и вулканизированная с таким расчетом, чтобы протектор ее под влиянием давления воздуха в шине испытывал нормальное растяжение, обнаруживает меньшую тенденцию к волнообразным колебаниям на больших скоростях, поглощает меньше энергии на качение и имеет меньшее теплообразование.

Проведенные исследования сопrotивления качению различных шин на стенде 3302 и исследования зарубежных авторов [40] показывают, что изменение потерь на качение может быть достигнуто за счет конструкции шины, снижения гистерезиса ее резины, уменьшения радиальной деформации.

Рассмотрим более подробно влияние внутренних и внешних факторов на сопrotивление качению. К внутренним относят: каркас (тип, конструкцию, рецептуру резины и материал корда, угол наклона нити корда, отношение высоты профиля к ширине), протектор (толщину, ширину, кривизну, рецептуру резины), боковины (толщину, рецептуру). Внешними факторами считают скорость, давление воздуха, нагрузку на колесо, ширину и диаметр обода. На сопrotивление качению оказывают влияние также температура, возрастание рабочего давления воздуха, пробег, износ протектора, углы установки колеса.

Трудность изучения влияния на сопrotивление качению всего многообразия указанных факторов состоит в их взаимовлиянии друг на друга.

По типу конструкции каркаса шины разделяют на диагональные, диагонально-опоясанные и радиальные. Внутри каждого типа конструкция может меняться в связи с изменением наклона нитей в брекерном поясе, числа слоев, конфигурации профиля.

На рис. 44, а приведены сравнительные опытные данные по сопrotивлению качению обычных диагональных шин, диагональных низкопрофильных, диагональных опоясанных и радиальных шин легковых автомобилей.

Опыты показывают, что радиальные шины имеют наименьшее сопrotивление качению при скоростях до 120 км/ч и утрачивают это преимущество по сравнению с низкопрофильными и даже опоясан-

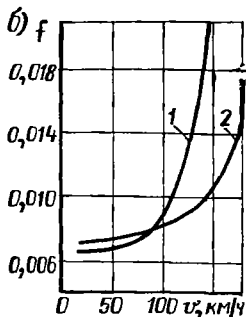
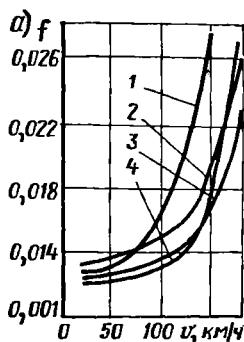


Рис. 44. Зависимость коэффициента f сопротивления качению шины различных конструкций от скорости:

a — новые шины: 1 — диагональные; 2 — опоясанные; 3 — диагональные низкопрофильные; 4 — радиальные; *б* — шины со срезанным протектором: 1 — радиальная; 2 — диагональная

ными шинами при более высоких скоростях. При малых скоростях движения наибольшее сопротивление качению имеют диагональные шины.

Чтобы оценить влияние протектора на сопротивление качению, с указанных на рис. 44, *a* обычных диагональных и радиальных шин был срезан протектор до подканавочного слоя. Результаты этих опытов показаны на рис. 44, *б*. Удаление протектора приводит к значительному изменению в соотношении сопротивлений качению шин различных конструкций. Удаление протектора уменьшает потери на качение обычных диагональных шин почти на 50%, особенно в зоне высоких скоростей. У радиальных шин при этом снижается сопротивление качению в области малых скоростей движения, но повышается при более высоких скоростях. Уменьшение массива протектора радиальных шин с точки зрения снижения потерь на качение невыгодно, в результате уменьшения массива протектора натяжение боковин снижается, что приводит к соответствующему увеличению инерционных потерь.

Опыты показывают, что радиус кривизны протектора мало влияет на сопротивление качению. Более закругленный протектор деформируется на большую величину, что повышает сопротивление качению, но при этом равномернее деформируется каркас (особенно в плечевой зоне) и уменьшаются потери в нем. Изменение конструкций рисунка протектора в пределах его основных типов (ребра, шашки) мало сказывается (до 5%) на изменении сопротивления качению.

За счет изменения угла наклона нитей корда по короне в каркасе диагональных шин можно снизить сопротивление качению ниже соответствующего уровня для радиальных шин. Это объясняется тем, что у радиальных шин более массивный брекерный пояс повышает гистерезисные потери в шине при низких скоростях движения, когда гистерезис от изгибных и сжимаемых деформаций резины становится преобладающим в потерях на качение. Введение дополнительного брекерного пояса в каркас диагональных шин, естественно, увеличивает их потери на качение. Опыты показывают, что снижение отношения высоты H профиля к ширине B уменьшает сопротивление качению. Это обусловлено тем, что при уменьшении

отношения H/B увеличивается жесткость шины и, следовательно, уменьшаются гистерезисные потери за цикл деформации, получается более плоский протектор, а при той же ширине протектора уменьшается толщина резины в плечевой зоне, увеличивается окружная жесткость и уменьшаются инерционные потери при высоких скоростях качения. При низких скоростях движения влияние высоты профиля более заметно для диагональных шин, чем для радиальных. Снижение отношения высоты профиля к ширине у радиальных шин дает незначительное улучшение при низких скоростях, однако при высоких скоростях оно становится более заметным.

Угол наклона нитей в каркасе оказывает непосредственное влияние на сдвиговые деформации резины в шине, радиальную деформацию и восстанавливающую способность шины при работе на высоких скоростях. По мере увеличения угла сдвиговые деформации возрастают. Это при постоянной радиальной деформации приводит к увеличению гистерезисных потерь за цикл. В то же время, чтобы не превысить предела прочности, приходится добавлять большое количество резины, что также увеличивает гистерезисные потери в каркасе.

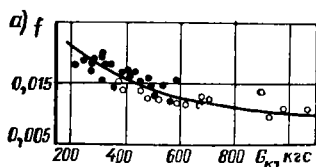
Сопротивление качению уменьшается с уменьшением угла наклона нитей в каркасе шины почти по линейному закону.

Для любой заданной толщины резины между слоями существует оптимальная, с точки зрения сопротивления качению, толщина резины между нитями корда. Отклонение от этой оптимальной величины в ту или другую сторону приводит к повышению потерь на качение.

Исследования показывают, что 60% потерь на качение связаны с гистерезисом резины. Поэтому снижение сопротивления качению в первую очередь связано с улучшением рецептуры резины шины. Испытание шин с высоко- и низкогистерезисными резинами показывает, что при низких и средних скоростях движения за счет повышения упругости можно уменьшать сопротивление качению на 40% по сравнению с шинами, изготовленными из обычных материалов. Уменьшение сопротивления качению шины за счет применения низкогистерезисных резин распределяется по элементам шины следующим образом: в протекторе — 14%, в боковинах — 12%, в каркасе — 14%. При более высоких скоростях движения различие между высоко- и низкогистерезисными шинами уменьшается и даже после некоторой скорости характер этих зависимостей становится противоположным.

Определенный практический интерес представляет исследование влияния размера шины на сопротивление качению.

Данные исследований по влиянию размера шины на сопротивление качению, замеренные для 54 шин, используемых как для легковых автомобилей (черные кружочки), так и на легких грузовиках (белые кружочки), показаны на рис. 45, а. Размер шины заменен на рис. 45 ее максимальной грузоподъемностью, указанной в стандарте. Из рис. 45 видно, что сопротивление качению умень-



шается с увеличением размера шины. Приведенная зависимость описывается следующим уравнением:

$$f = 0,28 G_{\max}^{-0,48},$$

где f — коэффициент сопротивления качению при нагрузке и давлении воздуха, соответствующих стандарту и скорости 60 км/ч;

G_{\max} — максимальная нагрузка на шину согласно стандарту.

Следует иметь в виду, что если учитывать зависимость некоторых характеристик протектора и каркаса от размерности шины, то существует оптимальная с точки зрения сопротивления качению ее размерность.

Увеличение давления воздуха приводит к снижению потерь на качение шины на гладком, твердом покрытии дороги во всем диапазоне изменения скорости (рис. 45, б). При увеличении давления уменьшается радиальная деформация шины и повышается жесткость шины, что приводит к уменьшению гистерезисных потерь. Следует иметь в виду, что в процессе качения по мере нагрева давление воздуха в шине повышается, а сопротивление качению уменьшается. Разогрев холодной шины до установившейся рабочей температуры приводит к снижению коэффициента сопротивления качению примерно на 20%. Зависимость сопротивления качению от давления воздуха является важной характеристикой шины. Рационально сконструированная шина должна иметь малое сопротивление качению и пологую кривую зависимости сопротивления качению от давления воздуха.

Если различие в сопротивлении качению для холодных радиальных

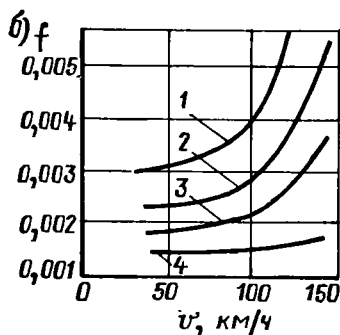


Рис. 45. Зависимость коэффициента сопротивления качению шин:

а — от их размера (грузоподъемности); б — от скорости при различных значениях давления воздуха в шине: 1 — $p_w = 1,25$; 2 — $p_w = 1,7$; 3 — $p_w = 2,5$; 4 — $p_w = 4,9$ кгс/см²

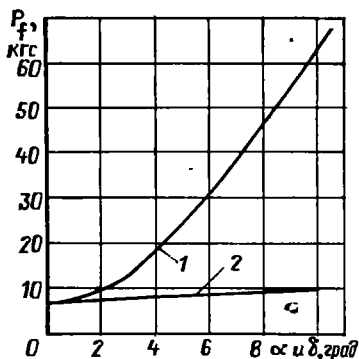


Рис. 46. Зависимость силы сопротивления качению от углов схода и развала для шины 6,45—13 модели М-130А:

($G_k = 375$ кгс; $p_w = 1,7$ кгс/см²; $v = 40$ км/ч по барабану)
1 — угол схода; 2 — угол развала

и диагональных шин довольно значительно, то при рабочем состоянии в разогретых шинах оно сводится к минимуму. Как правило, каждые $0,15 \text{ кгс/см}^2$ в диапазоне давления воздуха $1,7\text{--}2,2 \text{ кгс/см}^2$ приводит к соответствующему изменению сопротивления качению на 5%.

При температуре -7°C шина может иметь в 3 раза большее сопротивление качению, чем при температуре $+93^\circ \text{C}$.

Увеличение нагрузки на колесо при постоянном давлении воздуха в шине приводит к увеличению силы сопротивления качению. При изменении нагрузки с 80 до 110% от номинальной существует почти линейная зависимость между силой сопротивления качения и нагрузкой, т. е. коэффициент сопротивления качению практически остается постоянным.

Повышение нагрузки на 20% сверх максимально допустимой повышает коэффициент сопротивления качению примерно на 4%. Зависимость коэффициента сопротивления качению от нагрузки может иметь разный характер и определяться индивидуальными особенностями конструкции шины, материала, из которого она изготовлена, и режима работы.

На сопротивление качению колеса некоторое влияние оказывает отношение ширины обода к ширине шины. Обычно существует оптимальное с точки зрения сопротивления качению указанное отношение. Как уменьшение, так и увеличение этого отношения от его оптимального значения повышает коэффициент сопротивления качению, причем в зоне меньших отношений в большей степени. Изменение отношения ширины обода к ширине профиля шины в пределах $0,65\text{--}0,85$ повышает сопротивление качению примерно на 2% от его оптимального значения, соответствующего для современных диагональных и радиальных шин $0,72\text{--}0,76$.

Зависимость сопротивления движению от угла схождения δ и угла развала α колес показана на рис. 46. Из рис. 46 видно, что с увеличением угла схождения и развала сопротивление движению прогрессивно возрастает. Развал колеса оказывает существенно меньшее влияние на сопротивление движению по сравнению с влиянием угла схождения.

При угле схождения, равном $4\text{--}5^\circ$, мощность, затрачиваемая на движение колеса, примерно в 3 раза превышает мощность, затрачиваемую при прямолинейном движении.

Между углом схода и углом развала управляемых колес автомобиля устанавливают обычно определенное соотношение. Оптимальное с точки зрения сопротивления движению и износа шин соотношение между углом схода δ_0 и углом развала α колеса определяется следующей зависимостью [10]:

$$\delta_0 = \frac{K_\delta}{2K_\alpha} \alpha,$$

где K_δ , K_α — постоянные коэффициенты, характеризующие склонность шины к уводу.

Степень увеличения сопротивления движению, обусловленного наличием угла схождения и развала колеса, рекомендуется [10] оценивать выражением

$$\epsilon = \frac{\Delta P_v}{P_f} = \frac{\alpha}{f} \left(\frac{1}{K_x} - \frac{K_\delta}{4K_\alpha^2} \alpha \right),$$

где ΔP_v — приращение сопротивления движению, обусловленное сходом и развалом колеса;

P_f — сила сопротивления движению колеса при качении его без развала и схождения;

f — коэффициент сопротивления движению;

K_x — постоянный коэффициент, характеризующий увеличение сопротивления движению, обусловленный наклоном колеса.

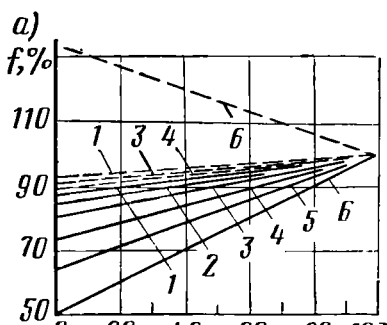
Для практического использования приведенных выше зависимостей необходимо иметь опытные данные по величинам коэффициентов K_α , K_δ и K_x шин легковых и грузовых автомобилей.

Колесо имеет минимальное сопротивление движению почти при нулевых значениях углов его установки.

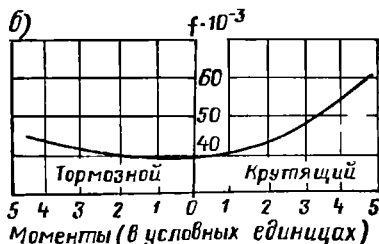
С увеличением углов развала и схождения колеса сопротивление движению прогрессивно увеличивается, причем отрицательные значения углов развала и схождения оказывают несколько меньшее влияние на увеличение сопротивления движению, чем их положительные значения.

Сопротивление качению уменьшается по мере износа рисунка протектора.

Влияние степени износа рисунка протектора на относительную величину сопротивления качению (сопротивление качению новой шины принято за 100%) показано на рис. 47, а.



а) Глубина рисунка протектора изношенной шины относительно глубины рисунка протектора новой шины, %



б) Рис. 47. Зависимость сопротивления качению:

а — от степени износа рисунка протектора (сплошные линии — диагональные шины, пунктирные линии — радиальные); 1—6 — соответствуют скорости движения 32, 64, 96, 130, 166, 190 км/ч; б — от приложенного к колесу тормозного и крутящего момента

Существует линейная зависимость сопротивления качению от глубины рисунка протектора. Наиболее сильно эта зависимость выражена для диагональных шин. У шины с полностью изношенным рисунком протектора сопротивление качению при скорости 130 км/ч меньше на 25% по сравнению с сопротивлением качению новой шины, а при скорости 190 км/ч — на 50%. В то же время для радиальных шин при скорости 130 км/ч сопротивление качению уменьшается только на 10%, а при скорости 190 км/ч — увеличивается на 35%.

Сопротивление движению автомобильного колеса несколько увеличивается с увеличением приложенного к колесу как крутящего, так и тормозного момента (рис. 47, б). Однако интенсивность нарастания потерь при тормозном моменте меньше, чем при ведущем. Е. А. Чудаков [32] предложил аналитическую зависимость коэффициента сопротивления качению от величины передаваемого колесом момента M_k :

$$f = \frac{a_f}{r_k} + \frac{M_k(r_k - r_d)}{G_k r_k r_d},$$

где a_f — плечо сопротивления качению;

r_k — радиус качения колеса;

r_d — динамический радиус колеса.

Считается, что сопротивление качению шины целесообразно представлять в виде двух слагаемых:

$$P_f = P_{f_0} + P_{fv}.$$

Составляющая P_{f_0} представляет собой результат общей деформации шин и характеризует потери на качение при скорости, близкой к нулю. Она не зависит от скорости. Вторая же составляющая P_{fv} связана с дополнительными деформациями шины при более высоких скоростях движения — с деформациями шины под действием инерционных сил. Она очень сильно зависит от скорости при больших ее значениях. Такое расчленение целесообразно делать, так как каждая из составляющих может по-разному зависеть от конструктивных параметров и эксплуатационных факторов, иногда действующих в противоположных направлениях. Установлено, что влияние конструктивных параметров шины (конструкции, материала, формы) на составляющую P_{f_0} относительно мало, а на P_{fv} — достаточно велико. Изменение эксплуатационных факторов (нагрузки, давления воздуха) от их номинального значения влияет как на P_{f_0} , так и на P_{fv} .

Такой подход позволил на основании большого экспериментального материала установить зависимость влияния ряда факторов на сопротивление качению.

На основании уравнений для сопротивления качению и некоторых дополнительных зависимостей предложена следующая методика расчета допустимой по TRA нагрузки на шину [41].

Шина, рассчитанная на большую долговечность, должна иметь высокую прочность. Для этого предусмотрен высокий запас прочности по напряжениям:

$$\frac{\sigma_t}{\sigma_e} \approx K, \quad (16)$$

где σ_t — предел прочности;
 σ_e — рабочее напряжение.

Напряжения в обычных шинах легковых автомобилей при средней скорости качения зависят от нагрузки G_k на шину, давления p_w и ее размерных параметров:

$$\sigma_e \approx \frac{G_k}{S_\Gamma P_w^{0,7}}. \quad (17)$$

Размерный параметр S_Γ в соответствии с TRA равен $S_\Gamma \approx (B + D) B$, где B — ширина профиля, D — наружный диаметр шины.

Прочность резины при работе шины в средних условиях приблизительно равна $\sigma_t \approx \frac{1}{T}$. Рост температуры T в шине при тех же рабочих условиях выражается как

$$T \approx \frac{P_f v}{c}, \quad (18)$$

где P_f — сопротивление качению шины;
 v — скорость шины;
 c — степень ее охлаждения.

$$P_f = \frac{G}{S_\Gamma^{0,3} P_w^{0,5}}; \quad (19)$$

$$c = S_\Gamma^{0,7}. \quad (20)$$

Подставляя (19) и (20) в уравнение (18), получим:

$$T \approx \frac{cv}{S_\Gamma P_w^{0,5}}; \quad (21)$$

$$\sigma_t = \frac{1}{T} \approx \frac{S_\Gamma P_w^{0,5}}{Gv},$$

где G_k — грузоподъемность шины по TRA.

Подставляя выражения (21) и (17) в уравнение (16), получим:

$$G_k \approx \frac{S_\Gamma P_w^{0,6}}{v^{0,5}}.$$

Из анализа приведенных уравнений следует, что параметр давления воздуха ($P_w^{0,6}$) уменьшает как напряжение, так и сопротивление качению при работе холодной шины, когда увеличивается

прочность резины. Размерный фактор (S^7) способствует уменьшению напряжений и обеспечивает работу шины с меньшим нагревом за счет увеличения поверхности охлаждения и уменьшения сопротивления качению. Скоростной фактор $v^{0,5}$ непосредственно снижает теплонапряженность работы шины, так как потери мощности на качение равны произведению силы сопротивления качению на скорость.

Приведенные опытные данные соответствуют в основном испытанию шин на барабанном стенде. Они показывают, что сопротивление качению шин практически можно уменьшить, в первую очередь за счет уменьшения резиносодержания, т. е. за счет уменьшения глубины рисунка протектора и толщины каркаса, усовершенствования материалов (в том числе применения низкогистерезисных резин), увеличения давления воздуха, улучшения конструкции и качества изготовления шин.

Рассмотрим сопротивление качению автомобильных шин при движении по дорогам с твердым покрытием.

При испытании шины на стенде сопротивление качению определяется лишь характеристиками шины, а в реальных дорожных условиях на сопротивление качению оказывают влияние не только характеристики шины, но и характеристики дороги и автомобиля. Неровности дороги при движении автомобиля вызывают колебания шин, подвески и элементов кузова. Последние (подвеска и кузов) также влияют (в виде обратной связи) на работу шин. Поэтому при проектировании автомобилей соблюдают определенные соотношения между параметрами шин, подвески и элементов кузова.

Наряду с нагружением так называемой статической нагрузкой и изменением ее вследствие перераспределения в процессе движения шина испытывает многократные циклы нагружения-разгружения динамической нагрузкой. Величина этой нагрузки на дорогах с усовершенствованным покрытием в удовлетворительном состоянии может в 1,25—1,6 раза превышать статическую нагрузку; на дорогах с выбоинами это увеличение более двукратного.

Энергия, подведенная к ведущим колесам автомобиля, расходуется на сопротивление качению всех шин, обеспечение тяги на крюке, преодоление сопротивления воздуха, сил инерции, подъемов и компенсацию потерь в элементах подвески и кузова при их колебаниях.

Рассмотрим некоторые наиболее типичные результаты экспериментального определения потерь на качение автомобильных шин в действительных дорожных условиях.

На рис. 48 показана зависимость коэффициента сопротивления качению f_2 задних ведущих колес грузовых и легковых автомобилей (в ведущем режиме) от скорости движения по дороге с асфальтобетонным покрытием. Как видно из рис. 48, коэффициент сопротивления качению шин как грузовых, так и легковых автомобилей непрерывно возрастает с увеличением скорости движения, начиная с ее самых малых значений.

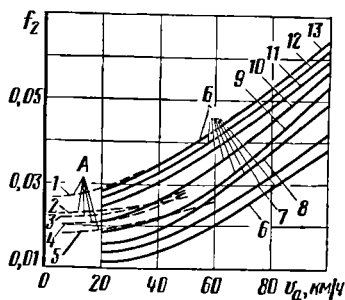


Рис. 48. Зависимость коэффициента f_2 сопротивления качению ведущего колеса от скорости движения автомобиля по асфальтобетонной дороге (нагрузка на колесо и давление воздуха в шине номинальные):

A — шины грузовых автомобилей; *B* — шины легковых автомобилей: 1 — шина 14,00—18 ($p_w = 2,0$); 2 — шина 260—20 М-231 ($p_w = 4,5$); 3 — 9,75—18 Я-42 ($p_w = 5,0$); 4 — 7,50—20 Я-44 ($p_w = 3,5$); 5 — 260—20 И-125 ($p_w = 4,5$); 6 — 165—15Р ($p_w = 2,0$); 7 — 165—15РС ($p_w = 2,0$); 8 — 6,70—15 Я-144 ($p_w = 1,7$); 9 — 6,70—15 Я-127А ($p_w = 1,7$); 10 — 6,70—15 И-194 ($p_w = 1,7$); 11 — 6,70—15Н ($p_w = 1,7$); 12 — 6,70—15 Я-127А ($p_w = 1,7$); 13 — 6,70—15 ИС ($p_w = 1,7$)

Коэффициент сопротивления качению шин грузовых автомобилей при изменении скорости движения от 10 до 50 км/ч увеличивается в среднем в 1,2—1,4 раза (кривые *A*). При изменении скорости движения от 20 до 100 км/ч коэффициент сопротивления качению шин легковых автомобилей (кривые *B*) возрастает более интенсивно. Если характер изменения кривых с ростом скорости выглядит примерно одинаково для шин различных моделей, то абсолютные величины этого коэффициента различны для шин разного конструктивного оформления и примененных для их изготовления материалов.

Особенно показательны в этом отношении шины типов Р и РС (кривые 6 и 7), сопротивление качению которых значительно меньше, чем у других шин.

Это связано не только с деформацией меньшего массива резинокордного материала и иным характером работы резинокордной оболочки шин типов Р и РС, но и с меньшей поглощаемостью ими высокочастотных колебаний от неровностей покрытия. Однако последнее обстоятельство приводит к тому, что большая часть высокочастотных колебаний от неровности покрытия передается на подвеску и кузов автомобиля, а при наличии шин диагональной конструкции гасится в шинах.

Если коэффициент сопротивления качению задних ведущих колес монотонно возрастает с увеличением скорости движения автомобиля, то коэффициент сопротивления качению f_1 передних ведомых управляемых колес имеет максимум при определенном

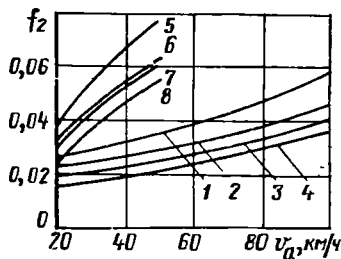


Рис. 49. Зависимость коэффициента сопротивления движению ведущего колеса от скорости:

1—4 — дорога с асфальтобетонным покрытием, шина 5,60—15 М-57А; 5—8 — булыжная мостовая, шина 6,70—15 Я-127А; кривые 1—8 даны для давления воздуха в шинах соответственно 1,2; 1,5; 1,7; 2,2; 1,2; 1,5; 1,7 и 2,2 кгс/см²

значении скорости движения. Такой характер протекания кривых объясняется совокупным действием двух факторов; колебательным характером вертикального нагружения шины в процессе качения и наличием перераспределения веса между осями автомобиля. С ростом скорости движения амплитуды колебаний вертикальной нагрузки возрастают, вызывая увеличение потерь на внутреннее трение в шине. Увеличивающаяся с ростом скорости движения разгрузка передних колес дает обратный эффект, т. е. вызывает уменьшение внутренних потерь в шине. На малых скоростях движения по дорогам с твердым покрытием разгрузка незначительна, в связи с чем превалирующее влияние на характер изменения коэффициента сопротивления качению оказывает колебательный характер динамического нагружения шины. На определенной скорости движения разгрузка передних колес достигает величины, при которой вызываемое ею уменьшение сопротивления качению не может быть перекрыто увеличением его за счет первого фактора.

Рассматривая зависимость коэффициента сопротивления качению от скорости при различных давлениях воздуха в шине (рис. 49), видим, что с уменьшением давления воздуха коэффициент сопротивления качению увеличивается (кривые 1—4). Потери на качение возрастают более интенсивно с увеличением скорости при малых давлениях воздуха. Аналогичную картину наблюдаем при движении автомобиля по дороге с булыжным покрытием (кривые 5—8).

Это лишний раз подтверждает, что основной составляющей потерь на качение являются потери на внутреннее трение в шине. При переходе от усовершенствованного асфальтобетонного покрытия к булыжному изменяется не только величина коэффициента сопротивления качению, но и интенсивность его нарастания с увеличением скорости качения. Резкое увеличение коэффициента сопротивления качению на булыжной мостовой при повышении скорости происходит в результате интенсивного нарастания в таких условиях динамических нагрузок на шину. При этом увеличивается амплитуда колебаний вертикальной нагрузки, что вызывает непрерывное дополнительное рассеивание энергии. Из рис. 49 видно, что перепад коэффициента сопротивления качению для шин Р при переходе от асфальтобетонного покрытия к булыжной мостовой меньше, чем у диагональных шин, так же как и абсолютное значение указанного коэффициента у шин Р на 15—20% ниже, чем у диагональных шин.

Шины Р в меньшей степени по сравнению с диагональными поглощают колебания, возникающие от неровностей дорожного покрытия.

Опыты показали, что с увеличением крутящего момента коэффициент сопротивления качению интенсивно возрастает и что влияние на коэффициент сопротивления качению передаваемого колесом момента и изменения радиальной нагрузки тем больше, чем выше гистерезис шины.

Изложенное показывает, что место шины в общей схеме автомобиля и наличие неровностей на дорожном покрытии существенно влияют на величину потерь при качении.

Из анализа опытных данных по сопротивлению качения шин по дорогам с твердым покрытием следует, что коэффициент сопротивления качению шины при заданном режиме работы колеса определяется конструктивными особенностями шины, автомобиля и дорожными условиями.

Величина коэффициента сопротивления качению колеса по твердой дороге в режиме эксплуатационных условий его работы изменяется в широких пределах (в 2—3 раза). При прочих равных условиях коэффициент сопротивления качению возрастает с увеличением нагрузки на колесо, подводимого к нему момента, а также неровностей дорожного покрытия. Снижение давления воздуха в шине приводит к увеличению коэффициента сопротивления качению колес как на ровных асфальтобетонных покрытиях, так и на булыжных.

Сопротивление качению шин Р и РС на 10—15% меньше, чем у аналогичных шин диагональной конструкции.

Соотношение между коэффициентами сопротивления качению шин передних управляемых и задних ведущих колес может быть различным и зависит от внешних условий, упругих и гистерезисных характеристик шин.

Сопротивление движению автомобильного колеса даже при движении по жесткой поверхности находится в сложной функциональной зависимости от ряда параметров. Эта зависимость не имеет точного аналитического решения. Поэтому при решении практических задач часто пользуются эмпирическими формулами, характеризующими зависимость сопротивления качению шины от скорости, давления воздуха и нагрузки.

Одна из таких зависимостей, дающая связь между сопротивлением качению колеса, скоростью, давлением воздуха в шине и нагрузкой, имеет вид

$$P_f = G_k \left(\frac{202}{p_w \cdot 0,64} + \frac{v^{3,7}}{0,778 \cdot 10^6 p_w^{2,03}} \right),$$

где P_f — сила сопротивления качению, кгс;

G_k — нагрузка, тс;

p_w — давление воздуха, кгс/см²;

v — скорость качения колеса, км/ч.

Подсчет по указанной формуле по сравнению с опытными данными дает несколько заниженное значение сопротивления качению, особенно при больших скоростях движения колеса.

Большое влияние на сопротивление движению автомобильного колеса оказывают качество и тип дорожного покрытия. Наглядное представление об этом дают значения коэффициентов сопротивления качению, полученные в результате испытания одной и

той же диагональной шины на прямолинейных участках различных дорог с одинаковой скоростью (50 км/ч). Согласно данным [6], различным типам дорожных покрытий соответствуют следующие значения коэффициентов сопротивления качению:

Тип покрытий	Коэффициент сопротивления качению
Дорога с асфальтобетонным покрытием:	
в хорошем состоянии	0,015—0,018
» удовлетворительном состоянии	0,018—0,020
Дорога с гравийным покрытием в хорошем состоянии	0,020—0,025
Булыжное шоссе:	
в хорошем состоянии	0,025—0,030
с выбоинами	0,035—0,050
Грунтовая дорога:	
сухая, укатанная	0,025—0,035
после дождя	0,050—0,150
в период распутицы	0,10—0,25
Песок и супесок:	
сухой	0,100—0,300
сырой	0,060—0,150
Суглинистая и глинистая целина:	
сухая	0,040—0,060
в пластическом состоянии	0,100—0,200
» текучем состоянии	0,20—0,30
Обледенелая дорога или лед	0,015—0,03
Укатанная снежная дорога	0,03—0,05

На дорогах с твердым покрытием сопротивление качению автомобильного колеса во многом зависит от размеров и характера неровностей дороги. Неровности дороги при качении колеса вызывают дополнительные многократные деформации шины и подвески автомобиля, а следовательно, дополнительную затрату энергии. Сопротивление движению в таких условиях уменьшается с увеличением диаметра колеса. Это происходит за счет уменьшения относительной высоты неровности.

При движении по мягкой грунтовой поверхности сопротивление качению автомобильного колеса зависит от степени деформации шины и грунта.

Деформация шины на мягком грунте в результате увеличения опорной поверхности при погружении в него колеса значительно меньше, чем на твердом покрытии дороги. Опыты показывают, что деформация обычной шины на мягких грунтах примерно на 30—50% меньше, чем на твердом покрытии дороги. Разность между деформацией шины на мягком грунте и на твердом покрытии дороги тем меньше, чем правильнее подобрана она для работы в заданных грунтовых условиях. Потери энергии на деформацию шины при движении колеса по мягкой грунтовой поверхности ($p_w = \text{const}$) обычно меньше, чем при движении по твердому покрытию дороги. Они равны примерно потерям энергии при движении шины по твердому покрытию дороги с радиальной деформацией, соответствующей деформации шины на мягком грунте.

Деформация грунта также зависит от его способности сопротивляться уплотнению и сдвигу. Чем больше эта способность, тем меньше деформация грунта и сопротивление движению колеса. Способность грунта сопротивляться деформированию изменяется с изменением его влажности и скорости приложения нагрузки.

При увеличении скорости движения от минимально возможной до 30 км/ч сопротивление движению колеса на сухом песке и мягкой пахоте уменьшается примерно на 25%. При дальнейшем увеличении скорости сопротивление движению колеса изменяется незначительно.

Сила сопротивления качению по мягкому грунту в большой степени зависит от размеров шины. При всех прочих равных условиях она тем меньше, чем больше диаметр колеса.

Увеличение диаметра колеса оказывает тем большее влияние на уменьшение сопротивления движению, чем больше давление воздуха в шине.

Опыты показывают, что для каждого размера шины имеется определенное давление воздуха, обеспечивающее минимальное сопротивление движению.

Рекомендуется [20] силу сопротивления качению P_{f0} ведомого колеса при движении его по мягкому грунту подсчитывать по следующей приближенной зависимости:

$$P_{f0} = c \sqrt[3]{\frac{G_k^2}{p_w D}} + c_1 G_k \sqrt[3]{\frac{p_w}{k D}},$$

где G_k — нагрузка на колесо, кгс;
 p_w — давление воздуха в камере, кгс/см²;
 k — удельная твердость грунта, кгс/см³;
 D — диаметр шины, см;
 c и c_1 — коэффициенты, зависящие в основном от конструкции шины и определяемые экспериментально.

При движении по твердым дорогам удельная твердость грунта имеет большую величину, поэтому второе слагаемое формулы будет весьма мало и им можно пренебречь. Тогда сила сопротивления качению колеса при движении его по твердой дороге будет выражаться первым членом формулы.

Численное значение постоянного коэффициента c зависит от конструкции и материала шины и мало зависит от свойств дорожного покрытия. Этот коэффициент следует определять опытным путем по результатам динамометрирования колеса. Для автомобильных шин коэффициент c можно принимать в среднем равным 0,065.

Удельная твердость мягкого грунта k очень мала, поэтому возрастает значение второго члена формулы при определении силы сопротивления движению колеса.

В этом случае для первого члена формулы общее тяговое сопротивление составляет лишь 10—15%.

Коэффициент c для каждого типа шин следует определять по данным динамометрирования пневматических колес. В частности, для шин низкого давления при качении по стерне с удельной твердостью грунта $k=2$ кгс/см² c_1 изменяется в пределах 0,35—0,50.

5. ТЕПЛОВЫЕ ЯВЛЕНИЯ ПРИ РАБОТЕ ШИНЫ

Нагрев шины при ее работе происходит в результате трения в материалах шины, между частицами воздуха в камере и трения в контакте. Механическое и молекулярное трение между структурными элементами преобразует механическую энергию в тепло. Потери энергии на трение между частицами воздуха в камере при работе шины ничтожно малы. Они практически не оказывают влияния на температуру шины.

Чем выше гистерезис в материалах шины, тем больше создается тепла. Технические усовершенствования тканей и резиновых смесей, направленные на получение малого гистерезиса и хорошего постоянства температуры, уже в течение многих лет являются темой многих исследований. Эта задача очень сложная, если учесть, что некоторые современные требования, предъявляемые к шине, например большое сцепление и сопротивление истиранию, заставляют применять ряд новых мер, которые как раз способствуют увеличению гистерезисных потерь и уменьшению теплопроводности.

Температура в той или иной точке шины определяется количеством тепла, создаваемого в данной точке в каждую единицу времени, и возможностью отвода этого тепла. На температуру в данной точке оказывает также влияние теплообразование в смежных точках.

Количество тепла, создаваемого в единицу времени в той или иной точке шины, определяют величиной и видом трения, величиной деформации, скоростью деформации, температурой окружающей среды. Величина трения зависит от свойств материала и нагруженности элементов конструкции. Более нагруженные элементы конструкции шины при своей работе поглощают и больше энергии.

Молекулярное трение обычно меньше механического трения между отдельными элементами. Достаточно сказать, что в тех местах, где не обеспечено хорошее молекулярное сцепление между резиной и кордом, т. е. где преобладает механическое трение вместо молекулярного, там при работе шины наблюдаем быстрое локальное повышение температуры. Потери на трение возрастают с увеличением деформации и ее скорости, но уменьшаются с увеличением температуры.

Отвод тепла от шины осуществляется благодаря конвекции, теплопроводности и теплоизлучению. Отвод тепла от шины при качении колеса усиливается вследствие обдува ее ветром. Поэтому быстро катящаяся шина может отвести тепла больше, чем медленно катящаяся. Однако отвод тепла увеличивается нелинейно с увеличением скорости ветра.

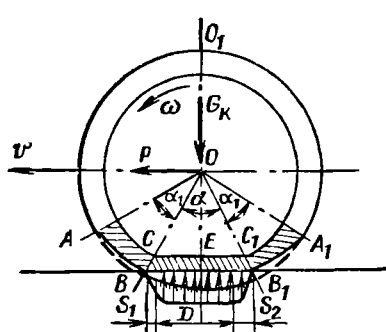


Рис. 50. Схема основной зоны тепловыделения шины

300 кал/м · ч · град. Конвекционный процесс внутри камеры отводит тепло к ободу колеса, а затем во внешнюю среду — воздух и дорогу.

Деформация шины происходит в основном в зоне углов α и α_1 (рис. 50). Она постепенно нарастает на участках от A к B , особенно от B к D , а затем начинает постепенно уменьшаться. Участок A_1O_1A является лишь зоной отвода тепла. Если в зоне углов α_1 происходят в основном окружные и поперечные деформации материала шины, то в зоне угла α к ним прибавляются вертикальные деформации. Деформация в продольной плоскости шины пропорциональна площади $ABDB_1A_1C_1ECA$. Тепловыделение же пропорционально деформации и объему деформируемого материала. Если объем деформируемого материала принять неизменным, то тепловыделение в шине будет в первом приближении пропорционально удвоенной площади $ABDECA$, причем тепловыделение в шине происходит как в результате деформации ее материалов, так и из-за трения в контакте. Трение в контакте в продольном сечении ведомого колеса наблюдаем в основном на участках s_1 и s_2 . Тепловыделение пропорционально работе трения. Основная доля работы трения происходит в задней части контакта на участке s_2 . Это относится также к ведущему и тормозному колесам. Выделяемое в результате трения в контакте тепло частично идет на нагрев шины, частично на нагрев дороги. В результате ухудшается отвод тепла от шины в дорогу, особенно в задней части контакта.

Накопленные в шине тепло из-за трения в ее материалах и частично из-за трения в контакте идет на нагрев шины и рассеивается в воздух и дорогу. В нормальных условиях работы колеса основная часть тепла отводится от шины конвекцией в воздух и лишь около 15% — в сухое дорожное покрытие. Соотношение между теплом, отводимым в воздух и дорогу, зависит от многих факторов, и в первую очередь от разности температур между поверхностью шины и дороги и от количества тепла, выделяемого в результате трения в контакте. А. А. Шершнева полагает, что ввиду большой разности между коэффициентом теплопроводности от

Отвод тепла через излучение можно не принимать во внимание, так как шина во время движения имеет относительно низкую температуру внешней оболочки. Этому способствует как сильное охлаждение ветром, так и незначительная теплопроводность резино-тканевого каркаса. Как известно, теплопроводность каучука, сажи и ткани (основные составляющие каркаса) очень плохая. Она составляет в среднем 0,25 кал/м · ч · град, в то время как теплопроводность железа равна 58 кал/м · ч · град, а меди —

шины к дороге и передачей тепла конвекцией в воздух в сухую дорогу отводится ничтожно малое количество тепла и его обычно можно не принимать в расчет при рассмотрении теплового баланса шины.

Тепловое состояние автомобильной шины в процессе ее работы определяется размерами шины, геометрией рисунка протектора, упругими, гистерезисными и тепловыми характеристиками шинных материалов, а также следующими параметрами качения: внутренним давлением, вертикальной нагрузкой, скоростью, температурой окружающего воздуха и дороги, тепловыми характеристиками, шероховатостью и влажностью опорной поверхности. Неустановившееся тепловое состояние зависит, кроме того, от времени качения на данном режиме.

Температуру шины оценивают либо средней температурой воздуха в камере, либо действительной температурой в заданной точке профиля шины.

Температуру шины измеряют обычными игольчатыми термопарами или специальными термисторами.

Температура оказывает большое влияние на сопротивление качению и на срок службы шины. Повышение температуры шины приводит к существенному уменьшению гистерезисных потерь в ней. Это является положительным фактором с точки зрения уменьшения сопротивления движению.

Зависимость коэффициента сопротивления качению и средней температуры шины от времени ее обкатки с постоянной скоростью показана на рис. 51. Они получены В. И. Новопольским в результате испытания на барабанном стенде шины, имеющей нагрузку $G_k = 1200$ кгс и давление воздуха $p_w = 5,75$ кгс/см². Испытания проводили при трех различных скоростях движения колеса ($v = 10$; 30; 60 км/ч). Из рис. 51 видно, что коэффициент сопротивления движению колеса уменьшается с увеличением температуры шины. Повышение температуры, однако, приводит к уменьшению прочности резины и корда. При повышении температуры от нуля до 100°С прочность капронового корда понижается примерно на 20%, а прочность резины и связь ее с кордом — примерно в 2 раза. Значительное понижение прочности указанных материалов наблюдали при температуре выше критической. Теплового повреждения шины обычно не замечают до тех пор, пока разрушение не заходит настолько далеко, что шина выбывает из эксплуатации. Поэтому выбору оптимальной температуры, обеспечивающей малое сопротивление движению колеса и высокий срок службы

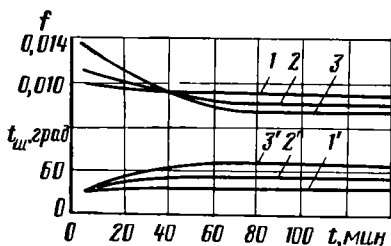


Рис. 51. Зависимость коэффициента сопротивления качению f и температуры шины от времени ее обкатки:

1—3 — $f=f(t)$; 1'—3' — $t_{ш}=f(t)$; 1 и 1' — $v=10$ км/ч; 2 и 2' — $v=30$ км/ч; 3 и 3' — $v=60$ км/ч

шины, необходимо уделять серьезное внимание. Изложенное показывает, что для пневматической шины имеется определенная температура, при которой создаются наиболее благоприятные условия по сопротивлению движению и сроку службы шины. Такой принимают температуру шины, равную $70-75^{\circ}\text{C}$ при температуре окружающей среды 20°C .

Температуру шины примерно до 100°C можно считать допустимой, от 100 до 121°C — критической, а выше — 121°C — опасной для шины.

Начиная от критической температуры, возможно повреждение шины от высокой температуры, особенно если температура будет держаться продолжительное время. При повышенных температурах появляются термически обусловленные явления усталости. Усталость при динамическом нагружении обусловлена, например, появлением и развитием на поверхности нитей капронового корда микротрещинок, причем эти дефекты (микротрещины) растут быстрее, чем больше нагрузка, выше температура и активнее среда. Развитие дефектов вызывает прогрессивное ослабление капронового корда. Поэтому величина потери прочности корда является показателем степени его утомления.

Уменьшение прочности резины и корда при повышении температуры приводит при эксплуатации шин к отслоению протектора, расслоению и разрыву каркаса в наиболее термонапряженных местах.

Для конструкторов шин и автомобилей важно знать максимальную рабочую температуру шины в заданных условиях движения автомобиля, так как от нее зависят срок службы шины и предел допускаемой скорости.

Температура шины зависит от ее конструкции, нагрузки, приходящейся на колесо, давления воздуха p_w , от скорости качения колеса, теплопроводности материала, температуры внешней среды и интенсивности отвода тепла (обдув воздухом, движение по мокрой дороге и др.).

Конструктор путем придания шине окончательной формы, правильного выбора и предварительной обработки материалов, идущих на изготовление шины, может оказывать значительное влияние на свойства вулканизированной покрывки, на величину и характер распределения температуры по профилю шины.

При работе шина имеет различную температуру в различных точках своего профиля. В тех местах профиля шины, где больше массив резины и больше деформации, там и больше выделяется тепла. В начале движения колеса выделенное тепло идет на нагрев тела шины и частично рассеивается в пространстве. По мере дальнейшего движения колеса температура шины повышается; происходит также перераспределение тепла между различными зонами профиля шины. С повышением температуры все большее количество тепла рассеивается во внешней среде. После определенного времени движения колеса с постоянной скоростью шина приобретает такую температуру, при которой устанавливается

равновесие между притоком тепла и рассеиванием его во внешней среде. Наиболее высокую температуру при этом наблюдает обычно в зоне брекера посередине беговой дорожки и в плечевых зонах шины.

Опытные данные о зависимости температуры шины от времени качения колеса по барабану с постоянной скоростью приведены на рис. 52. Эти данные соответствуют испытанию шины 8,00—15 со скоростью 160 км/ч при нагрузке 600 кгс, давлении воздуха 1,7 кгс/м² и температуре окружающего воздуха 38°. Кривая 1 соответствует температуре протектора в плечевой зоне шины, а кривая 2 — температуре воздуха в камере.

Из рис. 52 видно, что температура в плечевой зоне шины выше, чем температура воздуха в камере. При скорости 160 км/ч температура в плечевой зоне протектора за очень короткое время поднимается до 135°С. Такая температура считается опасной, так как при ней происходит процесс вулканизации и девулканизации резины, т. е. резкое изменение механических качеств резины и корда. Температура шины возрастает с увеличением нагрузки, приходящейся на колесо, и с уменьшением давления воздуха в шине. Чем выше давление воздуха и чем меньше нагрузка, тем меньше ее нагрев.

Значительное повышение температуры шины наблюдаем при увеличении скорости качения колеса. Зависимость максимальной температуры внутри камеры от скорости качения колеса изображена на рис. 53, а; кривые соответствуют испытанию в лабора-

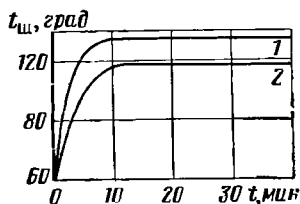


Рис. 52. Зависимость температуры шины от времени обкатки шины по барабану

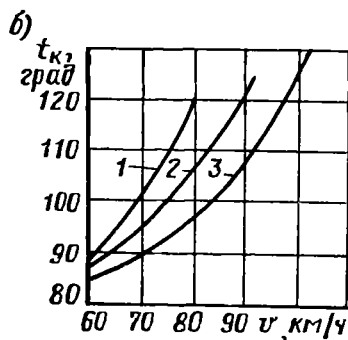
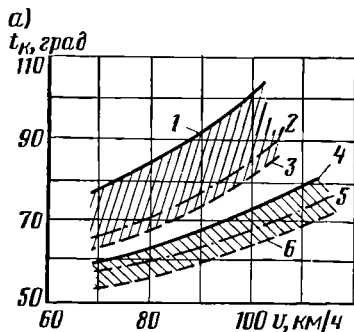


Рис. 53. Зависимость максимальной температуры внутри камеры от скорости (для шин 11,00—20):

а — при различных нагрузках и температурах воздуха и разной степени обдува ветром: 1 — качение без ветра, $G_K = 2300$ кгс; 2 — качение при ветре, температура воздуха 25°С; $G_K = 2300$ кгс; 3 — качение при ветре, температура 5°С; $G_K = 2300$ кгс; 4 — качение без ветра, $G_K = 1840$ кгс; 5 — качение при ветре, $t_B = 25^\circ\text{C}$, $G_K = 1840$ кгс; б — при разной слоистости шины: 1 — слоев корда 14; 2 — слоев корда 12; 3 — слоев корда 10

торных условиях шины 11,00—20 при постоянном давлении воздуха в ней и двух значениях нормальной нагрузки (2300 и 1840 кгс). Испытания проводили при отсутствии обдува шины воздухом (кривые 1 и 4), при обдуве шины воздухом и температуре окружающей среды 25° С (кривые 2 и 6) и при обдуве шины воздухом и температуре окружающей среды 5° С (кривые 3 и 6). Из рассмотрения приведенной зависимости можно сделать ряд интересных выводов. При одном и том же давлении воздуха уменьшение нагрузки на колесо на 20% позволяет увеличить скорость движения приблизительно на 25 км/ч, сохраняя при этом допустимый температурный режим шины. Нагрузка оказывает тем большее влияние на уменьшение рабочей температуры шины, чем выше скорость движения колеса. Максимальная температура шины существенно уменьшается с уменьшением температуры внешней среды и с увеличением обдува шины ветром. Обдув ветром оказывает тем большее влияние на уменьшение температуры шины, чем больше она нагружена.

Опыты показывают, что за счет некоторого повышения давления воздуха при больших скоростях движения колеса можно оказывать влияние на уменьшение температуры шины.

На уменьшение рабочей температуры шины большое влияние оказывает толщина стенок покрышки. Уменьшение толщины стенок создаст реальную возможность для уменьшения температуры шины и улучшения ее качества. Это средство улучшения качества шин используют еще не в полной мере.

Некоторое представление о влиянии слоистости шины на температурный режим можно получить из рассмотрения рис. 53, б, кривые которого соответствуют испытанию в лабораторных условиях трех шин 11,00—20 различной слоистости (10, 12 и 14 слоев). Испытания вели при одинаковых нагрузке и давлении воздуха в шине. Из рис. 53, б видно, что температура шины уменьшается с уменьшением ее слоистости. У шин с 10, 12 и 14 слоями корда разница в повышении температуры составляет в среднем 10° С.

Если температура многослойной шины близка к критической, то давление воздуха в ней должно быть повышено. В том случае, когда не представляется возможным повышать давление воздуха, на многослойных шинах можно работать лишь на пониженных скоростях, что уменьшает теплонакопление в единицу времени и увеличивает время на теплоотдачу.

Как отмечалось выше, в результате неравномерного распределения материалов и деформации по профилю шины температура материала шины в различных точках ее сечения неодинакова. Чтобы установить влияние скорости на характер распределения температуры по поперечному сечению шины и исключить при этом влияние перераспределения тепла на температуру различных точек, В. И. Новопольский провел следующие опыты. В различных точках (рис. 54) тела шины были вмонтированы термодатчики. Шину, имеющую определенную нагрузку, давление воздуха и температуру, заставляли катиться по барабану с различными постоян-

ными скоростями. На качение колеса при любой скорости затрачивалось одно и то же количество энергии. По окончании каждого опыта измеряли температуру в точках, указанных на рис. 54, а затем охлаждали шину до температуры внешней среды. Из рис. 54 видно, что с повышением скорости в одних точках поперечного сечения шины температура увеличивается, а в других уменьшается. При высоких скоростях движения колеса шина имеет максимальную температуру в сечении 1—3, расположенном посередине беговой дорожки протектора, температура же в области боковин шины уменьшается.

Опыты показывают, что температура оказывает решающее влияние на работу шины. Однако оценку качества работы шины методом измерения ее температуры проводить сложно. Значительно более простым и более наглядным методом оценки качества работы шины является измерение потребляемой ею мощности при качении колеса. Это в сочетании с хорошо продуманным способом измерения температуры позволяет получить правильное представление о работе шины.

Если заставить шину при точно фиксированных условиях катиться до тех пор, пока в ней не установится постоянная температура, то в этом случае устанавливается равновесие между притоком тепла из-за потерь при качении и отводом его благодаря конвекции, теплопроводности и теплоизлучению. Используя это положение, В. И. Сороко-Новицкий вывел следующую приближенную формулу для определения средней температуры шины:

$$\tau = \frac{G_k f v}{12900 k D_c B},$$

где τ — средняя температура шины, град;

G_k — нагрузка на шину, кгс;

f — коэффициент сопротивления качению;

k — коэффициент теплопередачи от поверхности шины;

v — скорость качения, км/ч;

D_c — средний диаметр шины, м;

B — ширина профиля шины, равная примерно высоте профиля шины, м.

Средний диаметр D_c шины равен наружному диаметру за вычетом высоты профиля шины, т. е. $D_c = D - B$.

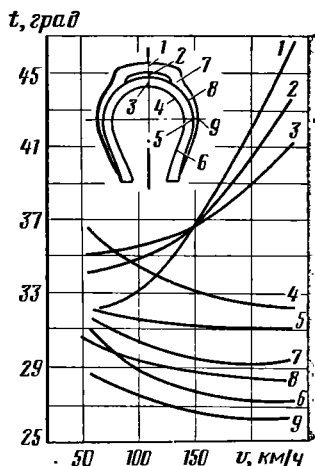


Рис. 54. Влияние скорости на распределение температур в шине:

1—9 — точки замера температуры

По данной формуле, зная максимальную температуру, при которой сохраняется устойчивая работа материала шины, и задавая нагрузку, можно, исходя из величины потерь на качение, определить максимально допустимую скорость качения для данной шины.

В. Е. Качугиным предложены зависимости для приближенного расчета теплового состояния катящейся шины диагонального построения. Максимальная избыточная температура шины

$$\vartheta_{\max} = t_{\text{ш}} - t_{\text{в}},$$

($t_{\text{ш}}$ — максимальная температура шины, $t_{\text{в}}$ — температура окружающей среды, °С) при установившемся режиме качения складывается из температуры на глубине пограничного слоя $\vartheta_{\text{п}}$ и добавки $\Delta\vartheta$ по глубине покрышки:

$$\vartheta_{\max} = \vartheta_{\text{п}} + \Delta\vartheta \approx \vartheta_{\text{п}} + k_{\text{н}} \frac{q^* \delta_{\text{ш}}^2}{2\lambda_{\text{ш}}} \cdot \frac{1}{\gamma^2}, \quad (22)$$

где q^* — средняя интенсивность источников тепла по массиву беговой дорожки, кал/м³·с;

$\delta_{\text{ш}}$ — толщина беговой дорожки, м;

$\lambda_{\text{ш}}$ — средний коэффициент теплопроводности материала беговой дорожки шины, равный среднему арифметическому коэффициентов теплопроводности протектора и каркаса-брекера, кал/м·с·град;

γ — коэффициент увеличения теплоотдачи беговой дорожки за счет теплоотвода к воздуху камеры, зависящий от относительного прогиба шины и (слабо) от числа Re ; $\gamma \approx 1,15 \div 1,3$;

$k_{\text{н}}$ — коэффициент неоднородности, учитывающий неравномерность распределения интенсивности источников тепла и его перетекание в поперечном направлении беговой дорожки. Приближенно

$$q^* = \frac{\chi A P_f v_0}{\pi D B \delta_{\text{ш}}},$$

где χ — доля потерь энергии в массиве беговой дорожки от всей энергии, выделяющейся в шине;

$A = 2,34$ кал/кгс·м — термический эквивалент работы;

P_f — значение установившейся силы сопротивления качению на данном режиме, кгс;

D, B — соответственно наружный диаметр и ширина профиля шины, м;

v_0 — скорость установившегося качения, м/с.

Для ряда шин, аффинно подобных друг другу и имеющих одинаковые циклы деформации в сходственных точках, величина q^* пропорциональна единственному параметру — угловой скорости шины.

Удельный вес слагаемого ϑ_{II} в выражении (22) по экспериментальным данным составляет 25—35 %.

Так как тепло, передаваемое в контакт, относительно мало, то

$$\vartheta_{II} \approx \frac{APr_0^{0,4}}{\frac{\lambda_B}{\nu_B^{0,6}} \psi_{II} DB^{0,6}}, \quad (23)$$

где λ_B и ν_B — теплопроводность и кинематическая вязкость окружающего воздуха ($\lambda_B \approx 5,8 \cdot 10^{-3}$ кал/м·с·град; $\nu_B \approx 1,8 \cdot 10^{-5}$, м²/с),

ψ_{II} — коэффициент, учитывающий увеличение площади теплоотдачи за счет рисунка протектора, наличие повышенной температуры в его впадинах, турбулентности потока воздуха, обусловленного рисунком, и излучения. Значение величины коэффициента колеблется в пределах от 2 до 4.

Распределение температуры по глубине массива покрышки близко к параболическому:

$$\vartheta = \vartheta_{II} + k_{II} \frac{q^* \vartheta_{III}^2}{\lambda_{III}} \left(\frac{1}{\gamma} \cdot \frac{z}{\vartheta_{III}} - \frac{1}{2} \cdot \frac{z^2}{\vartheta_{III}^2} \right), \quad (24)$$

причем максимальное значение температуры, определяемое формулой (22), расположено на глубине $\frac{z}{\vartheta_{III}} = \frac{1}{\gamma}$.

Подсчеты, проводимые по зависимости (22) и (24), дают результаты, хорошо согласующиеся с опытными данными.

6. СЦЕПЛЕНИЕ КОЛЕСА С ДОРОГОЙ

Способность автомобильного колеса, нагруженного нормальной нагрузкой, воспринимать или передавать касательные силы при взаимодействии с дорогой, является одним из важных его качеств, обеспечивающих возможность движения автомобиля. Хорошее сцепление колеса с дорогой повышает надежность и безопасность движения автомобиля. Это качество автомобильного колеса и дороги принято оценивать коэффициентом сцепления φ — отношением максимальной касательной реакции T_{\max} в зоне контакта к нормальной реакции или нагрузке G_K , действующей на колесо:

$$\varphi = \frac{T_{\max}}{G_K}.$$

На дорогах с ровным усовершенствованным покрытием точка приложения равнодействующей касательных сил контакта лежит в плоскости дороги, а на мягких опорных поверхностях — несколько выше дни колес.

Различают коэффициент сцепления при качении колеса в плоскости вращения без буксования или скольжения, коэффициент сцепления при буксовании или юзе, соответствующий качению ко-

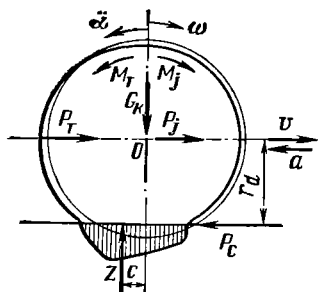


Рис. 55. Схема сил, приложенных к тормозному колесу при неустановившемся режиме его движения

«без скольжения» на грани блокировки на 20—25% больше, чем при скольжении заблокированного колеса.

Сцепление шин с твердым покрытием дороги принято определять методом буксирования автомобиля или специальной тележки при затормаживании колес. При торможении регистрируют силу тяги на крюке буксира или момент на испытуемых колесах. Чтобы избежать в процессе опытов изменения нормальной нагрузки на испытуемые колеса, сила тяги должна быть приложена по возможности ближе к плоскости дороги, в противном случае необходимо учитывать изменение нагрузки на колесо из-за касательной силы.

На дорогах с твердым усовершенствованным покрытием коэффициент сцепления определяется в основном трением резины о дорогу, а на грунтах и грунтовых дорогах — поверхностным трением и работой на срез (трением грунта о грунт).

Коэффициент сцепления при юзе можно определить также по величине измеренного отрицательного ускорения или длине тормозного пути:

$$\varphi = \frac{a}{g} \quad \text{и} \quad \varphi = \frac{v_1^2 - v_2^2}{2gS},$$

где a — измеренное отрицательное ускорение;
 g — ускорение силы тяжести;
 v_1, v_2 — скорости начала и конца торможения, км/ч;
 S — путь торможения, м.

Указанным способом можно определить лишь средние значения коэффициента сцепления на участке торможения в заданном интервале скоростей.

Схема сил, приложенных к тормозящему колесу при неустановившемся режиме его движения, показана на рис. 55. Из рассмотрения приведенной схемы следует:

$$M_T - M_j = P r_d + Zc; \quad P_T + P_j = P_c; \quad G_k = Z,$$

где M_T — тормозной момент, приложенный к колесу;

M_j — инерционный момент, равный произведению полярного момента инерции I на угловое замедление колеса;

G_k — нагрузка на колесо;

P_T — толкающая сила;

P_j — сила инерции поступательного движения колеса, равная $m_k a$;

Z — равнодействующая вертикальных реакций;

P_c — сила сцепления колеса с дорогой.

На мягких грунтах коэффициент сцепления определяют при установившемся движении ведущего колеса с заданным процентом буксования. Наиболее правильно в таких условиях определять его замером момента, подведенного к колесу. Коэффициент сцепления на мягких грунтах увеличивается с увеличением процента буксования колеса. Увеличение коэффициента сцепления наблюдается при полном буксовании из-за зарывания колеса в грунт.

Исследованию сцепления колеса с опорной поверхностью посвящено большое количество работ как у нас в стране, так и за рубежом. Анализ этих работ показывает, что коэффициент сцепления зависит от большого числа различных параметров и, в первую очередь от типа покрытия и состояния дороги, конструкции и материала шины, давления воздуха в ней, нагрузки на колесо, скорости движения, температурных условий, процента скольжения или буксования колеса. Коэффициент сцепления является характеристикой взаимодействия колеса с дорогой.

Коэффициент сцепления колеса с сухим твердым покрытием определяется следующей зависимостью:

$$\varphi_{\text{сц}} \approx 2,14 (r_n i_n)^{1/2} \frac{E_a - R_k (T_0 + c\sqrt{v}) \lg \frac{v_0}{v}}{E_n^{1/2} (q'_{\text{ср}})^{1/2}} \xi + \\ + 0,0658 \psi k_{\text{тр}} \left(\frac{1}{r_n i_n} \right)^{1/2} \left(\frac{q'_{\text{ср}}}{E_n} \right)^{1/2}, \quad (25)$$

r_n — радиус закруглений вершин неровностей;

i_n — плотность неровностей;

$q_{\text{ср}}$ — среднее удельное давление по выступам рисунка протектора;

ξ — опытный коэффициент, зависящий от состава резины протектора;

ψ — коэффициент относительного внутреннего трения резины;

c, v_0 — постоянные (в соответствии с рекомендациями А. Шалламаха $c \approx 5$ град $\cdot \sqrt{\text{с/см}}$; $v_0 = 10^{13}$ см/с);

E_a — энергия активации молекул резины (в соответствии с рекомендациями А. Шалламаха для шероховатых покрытий $E_a \approx 16\,160$ кал/моль);

K_K — постоянная Клапейрона;
 T_0 — температура окружающей среды;
 v — скорость скольжения контакта шины;
 E_{π} — модуль упругости резины протектора;
 $k_{\text{пр}}$ — коэффициент насыщенности рисунка протектора в продольной плоскости колеса.

Как видно из формулы (25), для расчета коэффициента сцепления необходимо предварительно в лабораторных или дорожных условиях определить для данного типа резины опытный коэффициент ζ , не зависящий от вида опорной поверхности и режимов трения.

В лабораторных условиях коэффициент ζ можно определить замером силы трения на образце резины при его скольжении по любой опорной поверхности, а в дорожных условиях — замером силы сцепления шины с каким-либо покрытием при данном режиме движения колеса автомобиля.

Расчеты показывают, что влияние гистерезисных потерь на коэффициент сцепления при большом коэффициенте трения резины (на сухих ровных покрытиях) мало и составляет не более 6%. Таким образом, для сухих твердых покрытий коэффициент сцепления можно определять по приближенной формуле

$$\varphi_{\text{сц}} \approx 2,14(r_{\text{н}} i_{\text{н}})^{1/2} \zeta \frac{E_a - R_K(T_0 + c \sqrt{v}) \lg \frac{v_0}{v}}{E_{\pi}^{3/2} (q'_{\text{ср}})^{1/2}}. \quad (26)$$

Однако при уменьшении коэффициента трения, например на ледяной или укатанной снежной дороге, влияние составляющей гистерезисных потерь может превышать 30%.

Из формулы (25) следует, что коэффициент сцепления зависит от величины удельных нормальных сил, действующих в контакте по выступам рисунка протектора. Вследствие этого с увеличением давления воздуха в шине и нагрузки на колесо первая составляющая сцепления, обусловленная трением, уменьшается, а вторая, связанная с гистерезисными потерями, увеличивается, причем давление воздуха оказывает большее влияние на коэффициент сцепления, чем нагрузка.

Согласно формуле (26) на сухих покрытиях с увеличением скорости скольжения (при скоростях, больших 1—2 км/ч) и температуры коэффициент сцепления уменьшается; повышение плотности неровностей покрытия обеспечивает более высокие коэффициенты сцепления. Жесткая резина протектора при прочих равных условиях несколько снижает сцепление в основном из-за уменьшения действительной площади контакта, а повышение коэффициента насыщенности рисунка протектора способствует увеличению сцепления.

Величина коэффициента сцепления в зависимости от типа и со-

стояний дорожного покрытия может колебаться в очень широких пределах. Это колебание обусловлено не столько типом, сколько состоянием верхнего слоя дорожного покрытия. Причем тип дорожного покрытия оказывает значительно более существенное влияние на величину коэффициента сцепления, чем конструкция шины или состав резиновых смесей, идущих на ее изготовление.

К основным факторам, связанным с шиной и влияющим на коэффициент сцепления, относятся удельные давления и тип рисунка протектора. Оба они непосредственно связаны со способностью шины выдавливать в стороны или прорывать пленку жидкости на дорожном покрытии для восстановления с ним надежного контакта.

Влияние типа рисунка протектора на сцепление шины с дорожным покрытием в сухом и мокром состояниях показано на рис. 56, а [39].

Из рис. 56 видно, что на мокром покрытии за счет рисунка протектора коэффициент сцепления может быть увеличен на 0,07—

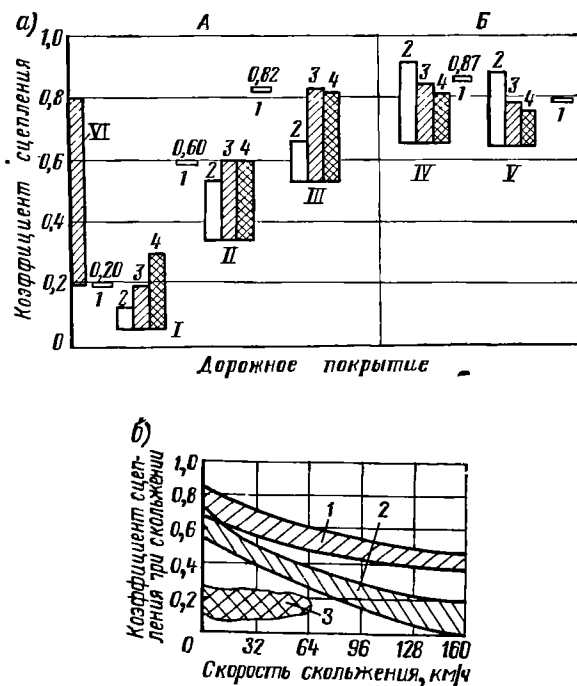


Рис. 56. Зависимость коэффициента сцепления от типа дорожного покрытия и скорости скольжения:

а — влияние типа рисунка протектора на величину коэффициента сцепления; 1 — стандартная шина ASTM, применяемая для оценки сцепных качеств покрытий; 2 — обычная шина с гладким рисунком протектора; 3 — шина с рисунком протектора в виде пяти пересекающихся продольных ребер; 4 — шина с рисунком протектора в виде пяти продольных ребер с распространённым расчленением. График А соответствует мокрому покрытию, а Б — сухому. I — дорога после разлива жидкого вязющего; II и IV — гравийный асфальт; III и V — щебенчатый асфальт; VI — средняя величина коэффициента сцепления на магистралях; б — влияние скорости скольжения колеса на коэффициент сцепления его с дорогой: 1 — сухое покрытие; 2 — мокрое покрытие; 3 — заснеженное и обледенелое покрытие

0,18 (в зависимости от типа покрытия). Различия в коэффициентах сцепления шин, изготовленных из различных резин (за исключением высокогистерезисных резин), также незначительно. Средние значения коэффициента сцепления на указанных мокрых дорогах в зависимости от типа покрытия (при различном количестве сезонных осадков) колеблется в пределах 0,2—0,8. На гладком дорожном покрытии способность протектора шины отжимать воду из контакта ограничена, поэтому коэффициент сцепления на мокрых дорогах интенсивно падает с увеличением скорости.

Влияние скорости скольжения заблокированного колеса на коэффициент сцепления при движении шины по дорогам в сухом и мокром состоянии, а также покрытых снегом или льдом показано на рис. 56, б.

Из рис. 56, б видно, что коэффициент сцепления на сухой (1) и мокрой (2) дорогах уменьшается с увеличением скорости скольжения. На заснеженных и обледенелых дорогах (3) это проявляется в меньшей степени. Средняя величина коэффициента сцепления на дорогах в различном состоянии колеблется от 0,2 до 0,8. Коэффициент сцепления 0,4, обеспечивающий при скорости 64 км/ч безопасность движения, при скорости 120 км/ч снижается до 0,25. Движение при таком коэффициенте сцепления уже становится опасным.

При качении колеса по дороге с твердым покрытием резина протектора деформируется гораздо больше, чем материал покрытия; твердые выступы дороги при этом внедряются в опорную поверхность шины, чем повышают сцепление колеса с дорогой. Для различных покрытий существует определенная наилучшая по сцеплению высота неровностей. При определении оптимальных размеров неровностей дороги следует исходить из глубины, которой достигают элементы протектора шины при перемещении по остроугольному каменистому материалу. Эта глубина в значительной степени зависит от качества резины, давления воздуха в шине и равна примерно 2 мм. Практически максимальная высота неровности покрытия должна быть не более 4—5 мм [15]. Неровности покрытия, внедряясь в протектор шины, вызывают в нем повышение гистерезисных потерь при относительном перемещении, что способствует сцеплению колеса с дорогой. Это особенно заметно у шин, поверхностный слой протектора которых изготовлен из высокогистерезисных резин. Следует иметь в виду, что слишком большая шероховатость покрытия приводит к уменьшению коэффициента сцепления.

На мокрых и грязных покрытиях пленка влаги или грязи значительно уменьшает глубину вдавливания неровностей дороги в резину протектора. Это снижает коэффициент сцепления, причем коэффициент сцепления тем меньше, чем толще слой влаги между шиной и дорогой.

На различных мокрых поверхностях (асфальт, щебеночное покрытие, деревянные торцы, грунтовая дорога) коэффициент сцепления для одной и той же шины по величине почти одинаков.

На мокрых дорогах коэффициент сцепления определяется главным образом гидродинамическими свойствами жидкой пленки между шиной и опорной поверхностью, удельными давлениями в контакте и в значительно меньшей степени, чем на сухих дорогах, зависит от типа покрытия. Сцепные качества покрытий уменьшаются по мере увеличения их срока службы и предрасположения материала покрытий к полированию под действием движения.

Величина коэффициента сцепления одного и того же покрытия может изменяться вдвое в течение его срока службы. Сравнительные данные о коэффициенте сцепления для различных типов дорог в зависимости от степени износа покрытия приведены на рис. 57. Рис. 57 соответствует испытанию одного и того же колеса при постоянной скорости, равной 64 км/ч.

На щебеночных (кривая 3) и гравийных (кривая 2) покрытиях дорог коэффициент сцепления уменьшается с увеличением износа покрытия более интенсивно, чем на бетонных (кривая 1) покрытиях дорог. опыты показывают, что покрытия во многих случаях не обладают достаточной однородностью по коэффициенту сцепления в продольном и поперечном направлениях.

Значительное влияние на коэффициент сцепления могут оказывать конструкция и материал шины. Изменением конструктивных параметров шины (угла наклона нити корда, кривизны профиля, рисунка протектора, кривизны беговой дорожки) можно в достаточно широких пределах изменить соотношение между удельными касательными и нормальными силами, т. е. изменять напряженность, а следовательно, и сцепляемость элементов протектора с дорогой. Известно, что шины, имеющие меньшую напряженность элементов протектора в контакте, обладают лучшими сцепными качествами. Уменьшение напряженности элементов протектора в контакте достигается в первую очередь за счет правильного выбора кривизны беговой дорожки, увеличения расчлененности рисунка протектора, уменьшения кривизны профиля, повышения эластичности каркаса. Это используют при создании шин с повышенными сцепными качествами на мокрых и скользких дорогах. Для повышения сцепления шины со скользкой дорогой применяют специальный состав резин протектора или в протектор завулканизуют иногда спиральную стальную проволоку, применяют специальные металлические шипы. Шипы противоскольжения являются очень эффективным средством, позволяющим значительно (в 1,5—2 раза) сократить тормозной путь на скользких обледенелых покрытиях. Они несколько ухудшают сцепление шин с сухой твердой дорогой.



Рис. 57. Зависимость коэффициента сцепления от износа покрытия:

1 — бетонное; 2 — гравийное; 3 — щебенчатое

Резина обладает способностью преобразовывать в тепло большую часть энергии, затрачиваемой на ее деформацию. В процессе качения колеса шина поглощает большое количество энергии. При движении заблокированного колеса гистерезисные потери в шине относительно невелики. Опыты показывают, что шины, имеющие большие гистерезисные потери, обладают и более высоким коэффициентом сцепления с дорогой. Коэффициент сцепления у катящегося колеса выше, чем у заблокированного. На различных влажных покрытиях коэффициент сцепления шин из синтетического каучука примерно на 5% выше, чем у шин из натурального каучука.

Коэффициент сцепления изменяется с изменением нагрузки на колесо и давления воздуха в шине. На твердых покрытиях дорог увеличение нагрузки на колесо приводит к уменьшению коэффициента сцепления. Причем на заснеженном гололеде влияние нагрузки на относительное изменение коэффициента сцепления больше, чем на сухом или мокром асфальте.

При увеличении давления воздуха в шине коэффициент сцепления первоначально повышается, а затем начинает убывать. Для каждой шины имеется определенное давление воздуха, при котором она имеет максимальный коэффициент сцепления с дорогой. На мягких опорных поверхностях коэффициент сцепления возрастает с уменьшением давления воздуха в шине благодаря увеличению площади контакта и улучшению характера взаимодействия колеса с грунтом. Шины низкого давления имеют более высокий коэффициент сцепления с опорной поверхностью, чем шины высокого давления.

Коэффициент сцепления изменяется с изменением скорости поступательного движения колеса. С увеличением скорости происходит уменьшение коэффициента сцепления. Некоторым исключением из этого является сухое ледяное покрытие, на котором с увеличением скорости движения происходит увеличение коэффициента сцепления. На мокрых покрытиях с увеличением скорости движения наблюдаем более интенсивное уменьшение коэффициента сцепления, чем на сухих дорогах. Уменьшение коэффициента сцепления с ростом скорости движения может быть объяснено упруго-вязкими деформациями резины протектора. Протекание этих деформаций зависит от времени, поэтому при больших скоростях движения резина протектора не успевает полностью зацепляться за неровности покрытия. На мокрых покрытиях дорог с увеличением скорости затрудняется выжимание влаги из зоны контакта элементами шины. Между шиной и дорогой образуется прослойка жидкости, которая резко снижает коэффициент сцепления. С увеличением скорости возрастает динамическая прочность жидкостной пленки и поэтому ее труднее разорвать и удалить с контактирующих поверхностей.

На ледяной поверхности при отрицательной температуре с увеличением скорости уменьшается время на подтаивание льда в контакте и смену опорной поверхности.

НАМИ проведены широкие исследования по уточнению методики и определению величин коэффициентов сцепления различных шин на твердых и мягких опорных поверхностях.

Опыты показывают, что коэффициент сцепления при буксовании колеса на сухом или мокром асфальте больше, а на заснеженном гололеде меньше, чем при проскальзывании (юз). В процессе нормального качения колеса по заснеженному гололеду коэффициент сцепления значительно выше, чем при юзе и буксовании. Шины с гладким протектором при всех режимах движения на асфальтовых мокрых, заснеженных и обледенелых дорогах имеют минимальный коэффициент сцепления. Шины с шашечным рисунком протектора и эластичным каркасом обеспечивают максимальный коэффициент сцепления на сухом и мокром асфальтобетонном покрытии и заснеженном льде. Однако они имеют неравномерный и интенсивный износ на сухих твердых поверхностях. Оптимальным рисунком протектора с точки зрения обеспечения высоких средних коэффициентов сцепления и высокой износостойкости при работе на усовершенствованных дорогах является рисунок с продольными ребрами, расчлененными надрезами различной формы под углом 45° . Сцепление колеса с дорогой несколько увеличивается с увеличением размера шин.

На сухих твердых покрытиях дорог шины с любыми рисунками протектора обеспечивают высокую степень надежности и безопасности движения, чего нельзя сказать про мокрые и скользкие покрытия дорог. Поэтому по сцепным качествам рисунок протектора следует выбирать исходя из наихудших условий работы.

Для обеспечения надежных и безопасных условий работы автомобиля коэффициент сцепления не должен быть ниже 0,4 [15]. Это позволяет реализовать устойчивое движение автомобиля при боковом ускорении 0,25—0,3 g.

Коэффициент сцепления изменяется также с изменением температуры. Опыты показывают, что с увеличением температуры сцепление протектора с бетонной поверхностью несколько уменьшается, а с асфальтобетонным покрытием—увеличивается. Так, например, коэффициент сцепления шины с сухим асфальтом при температуре -5°C равен примерно 0,6, при температуре $+10^\circ$ —0,8, а при более высоких температурах ($+15^\circ$ — $+40^\circ$) и интенсивном торможении может достигать величины 1,1—1,2. Высокое значение коэффициента сцепления получаем при интенсивном торможении благодаря прилипанию элементов протектора к поверхности дороги из-за высокой температуры в зоне контакта.

Если материал протектора имеет низкие антиизносные качества, то между шиной и дорогой (бетон, холодный асфальт) при интенсивном торможении появляется большое количество резиновой пыли, которая снижает коэффициент сцепления и уменьшает работу трения.

Коэффициент сцепления зависит от степени скольжения или буксования колеса. Коэффициент сцепления при частичном скольжении и юзе наиболее часто реализуется при торможении автомо-

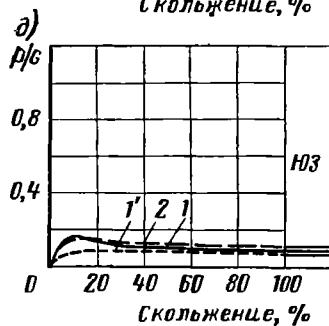
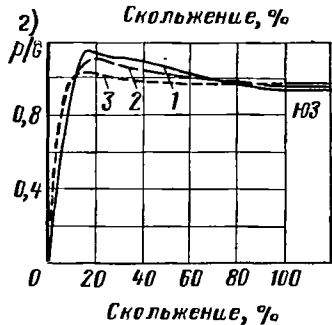
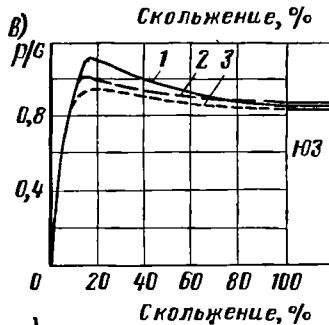
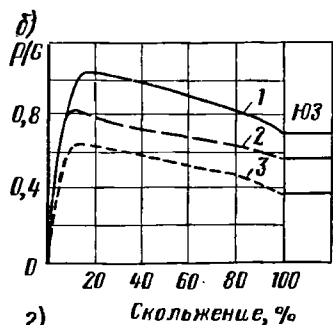
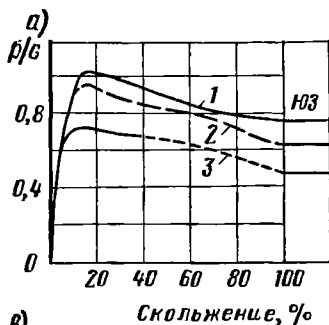


Рис. 58. Зависимость удельной силы (P/G) сцепления от процента скольжения:

а — на сухом асфальтобетонном покрытии:

1 — скорость $v=32$ км/ч; коэффициент блокировки $k_b=1,35$;
2 — скорость $v=64$ км/ч, $k_b=1,50$;
3 — скорость $v=96$ км/ч, $k_b=1,45$;

б — на мокром асфальтобетонном покрытии:
1 — $v=32$ км/ч, $k_b=1,50$; 2 —

$v=64$ км/ч; $k_b=1,40$; 3 — $v=96$ км/ч, $k_b=1,70$;

в — на сухом цементобетонном покрытии:
1 — $v=32$ км/ч, $k_b=1,30$; 2 — $v=64$ км/ч, $k_b=1,20$; 3 — $v=96$ км/ч, $k_b=1,10$;

г — на мокром цементобетонном покрытии:
1 — $v=32$ км/ч, $k_b=1,25$; 2 — $v=64$ км/ч, $k_b=1,15$; 3 — $v=96$ км/ч, $k_b=1,05$

д — на заснеженном и обледенелом покрытии:
1 — $v=32$ км/ч, $k_b=1,55$; 2 — $v=64$ км/ч, $k_b=1,30$; 3 — $v=96$ км/ч, $k_b=1,30$

бия. От него в большой степени зависят устойчивость и безопасность движения.

Удельная касательная сила (P/G) при взаимодействии шин с сухим и мокрым покрытием по мере увеличения процента проскальзывания быстро (в диапазоне от нуля до 10%) достигает своего максимального значения — коэффициента сцепления, а затем начинает несколько убывать (рис. 58). Коэффициент сцепления уменьшается с увеличением скорости скольжения. Отношение максимального значения коэффициента сцепления к коэффициенту

ту сцепления при полном скольжении шины называют коэффициентом блокировки k_b , который показывает, насколько можно уменьшить тормозной путь автомобиля благодаря применению антиблокировочного устройства. Необходимо иметь в виду, что длительность процесса от начала скольжения до периода полного скольжения очень мала. Коэффициент блокировки колеса на мокрых покрытиях больше (1,30—1,7), чем на сухих (1,0—1,25). Применение антиблокировочных устройств увеличивает нагруженность шины переменным моментом. В результате изменения величины и частоты прилагаемого к колесу момента у шин типа Р отмечается появление в эксплуатации радиальных трещин на боковинах.

Как видно из рис. 58, а, на сухом асфальтобетонном покрытии коэффициент сцепления при полном скольжении уменьшается с увеличением скорости, а максимального значения он достигает при скольжении 10—15%. На мокром асфальтобетонном покрытии рис. 58, б) коэффициент сцепления при полном скольжении мало изменяется, однако максимальное значение коэффициента с увеличением скорости заметно уменьшается. Аналогичные зависимости получены для сухого и мокрого бетонного покрытия и льда (рис. 58, в, г, д), причем на бетонном покрытии коэффициент сцепления достигает очень большого, а на льду — очень малого значения. Высокие значения коэффициента сцепления на сухом бетон-

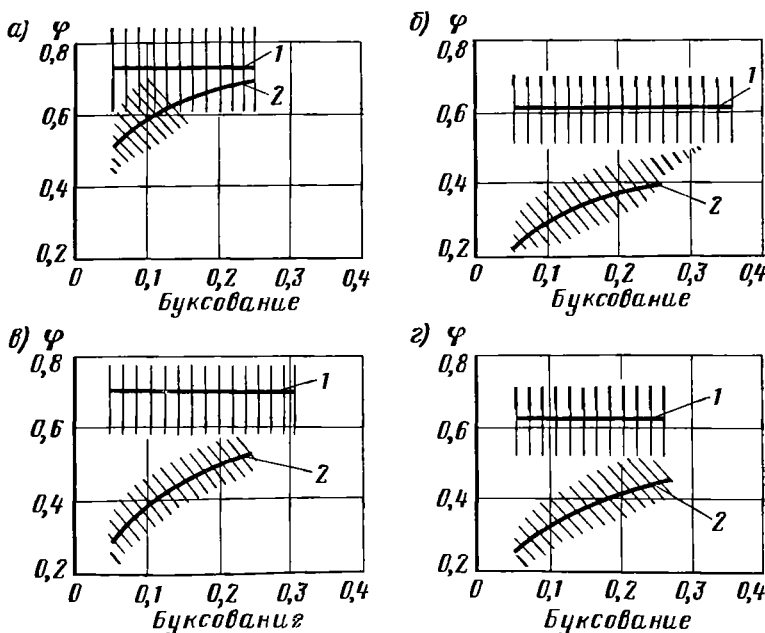


Рис. 59. Соотношение между максимальной 1 и обычной 2 тягой груженого трактора на различных поверхностях (средние значения для ряда шин):

а — асфальтобетонное покрытие; б — гравийная дорога; в — пастбище; г — лесной грунт

ном покрытии обусловлены тем, что при определенных условиях коэффициент трения резины в контакте может значительно превысить единицу. Это характерно для шин гоночных автомобилей и обусловлено повышением коэффициента трения с уменьшением давления в контакте.

Разность между коэффициентом сцепления при полном и частичном буксовании колеса на твердых дорогах намного меньше, чем на мягких грунтах. На практике ведущие колеса автомобилей работают в условиях частичной пробуксовки колес. Движение с пробуксовкой, превышающей 20%, считается тяжелым.

Опытные данные по определению коэффициентов сцепления при полном и частичном буксовании колеса на различных опорных поверхностях приведены на рис. 59. Заштрихованные участки характеризуют диапазон изменения коэффициента сцепления для ряда шин. Эти данные нужны конструкторам для оценки условий работы автомобилей. Кривые 2 характеризуют степень реализации коэффициента сцепления, а кривые 1 — максимальные его значения.

Таблица 4

Дорожное покрытие		Коэффициент сцепления для шин		
Наименование	Состояние	высокого давления	низкого давления	высокой проходимости
Асфальтобетонное	Сухое	0,50—0,70	0,70—0,80 (1,00)	0,7—0,8 (1,00)
	Мокрое	0,35—0,45	0,45—0,55	0,50—0,60
Булыжное	Покрытое	0,25—0,45	0,25—0,40	0,25—0,45
	грязью			
Щебеночное	Сухое	0,40—0,50	0,50—0,55	0,60—0,70
	Сухое	0,50—0,60	0,60—0,70	0,60—0,70
То же	Мокрое	0,30—0,40	0,40—0,50	0,40—0,55
	Сухие торцы	0,50—0,70	0,60—0,75	0,60—0,70
Деревянные торцы	Мокрые	0,30—0,40	0,40—0,50	0,50—0,60
	Сухая	0,40—0,50	0,50—0,60	0,50—0,60
Грунтовая дорога	Увлажненная	0,20—0,40	0,30—0,45	0,35—0,50
	дождем			
Целина летом: песок	В период распу- тцы	0,15—0,25	0,15—0,25	0,20—0,30
	Сухой	0,20—0,30	0,22—0,40	0,20—0,30
Суглинок	Влажный	0,35—0,40	0,40—0,50	0,40—0,50
	Сухой	0,40—0,50	0,45—0,55	0,40—0,50
	Увлажненный	0,20—0,40	0,25—0,40	0,30—0,45
	до пластического состояния			
Целина зимой: снег	Увлажненный	0,15—0,20	0,15—0,25	0,15—0,25
	до текучего состоя- ния			
Обледенелая доро- га и гладкий лед	Рыхлый	0,20—0,30	0,20—0,40	0,20—0,40
	Укатанный (ука- танная дорога)	0,15—0,20	0,20—0,25	0,30—0,50
	Температура воз- духа ниже 0°С	0,08—0,15	0,10—0,20	0,05—0,10

Изложенное говорит о том, что величина коэффициента сцепления шины с опорной поверхностью зависит от многих факторов. Поэтому при оценке сцепных качеств дорог используют колесо с эталонной шиной. В табл. 4 приведены опытные данные по величине коэффициента сцепления различных типов шин с дорогой. При составлении таблицы использованы литературные [6] и опытные данные НАМИ.

7. АКВАПЛАНИРОВАНИЕ

Известно, что благодаря трению и сцеплению элементов шины с дорогой обеспечивается надежность движения колеса, а следовательно, и автомобиля в заданном направлении. Величина сил трения и сцепления зависит от многих факторов, в том числе от скорости движения и увлажнения опорной поверхности. С увеличением толщины пленки воды и скорости движения силы трения и сцепления шины с дорогой уменьшаются. Это происходит в результате затрудненного удаления влаги из зоны контакта.

По мере увеличения скорости как объем воды, который должен быть удален из зоны контакта, так и силы, необходимые для преодоления инерции и вязкости воды, возрастают. При определенной толщине пленки воды и скорости движения из-за действия гидродинамических сил в контакте шина всплывает на пленке жидкости. В этом случае силы сцепления колеса с дорогой имеют очень низкие значения, определяемые трением в жидкостном слое, и колесо не способно передавать или воспринимать сколько-нибудь значительные внешние силы. Такое состояние шины на мокрой дороге принято называть аквапланированием, а скорость, при которой оно возникает, — критической.

При критической скорости движение автомобиля становится неустойчивым и незначительное внешнее воздействие (порыв ветра, наклон дороги) может вызвать произвольное отклонение траектории движения автомобиля. Ограничиваются также возможности разгона и торможения автомобиля.

Явления, происходящие между шиной и дорогой, покрытой слоем воды, имеют более сложный характер, чем на сухой опорной поверхности.

При скоростях движения, предшествующих возникновению аквапланирования, в контакте шины можно различить три характерных участка (рис. 60).

1. Участок *A* (рис. 60, *a*) в передней части контакта, имеющий неразрушенный водяной слой — водяной клин. Вода не успевает отводиться в канавки протектора и в стороны. Коэффициент сцепления близок к нулю.

2. Участок *B* — переходная зона, следующая за участком *A*. В этой зоне контакта водяной слой является частично разорванным, в результате имеется жидкое и сухое трение, а коэффициент сцепления занимает промежуточное значение между коэффициентом, соответствующим жидкому и сухому трению.



Рис. 60. Взаимодействие протектора шины с мокрой дорогой:
 а — аквапланирование отсутствует; б — случай аквапланирования

3. На участке С в задней части контакта вода отсутствует, здесь имеется сухое трение. Именно в этой области реализуются силы, передаваемые от колеса к дороге.

С увеличением скорости движения водяной клин все больше распространяется от передней части контакта к задней, протяженность участков А и В увеличивается, а участка С сокращается. При скорости, соответствующей началу аквапланирования, водяной слой распространяется на всю зону контакта (рис. 60, б).

Для сохранения контакта шины с дорогой необходимо, чтобы из зоны контакта через дренажные канавки удалялся определенный объем воды.

Объем воды, который необходимо удалить из зоны контакта, линейно возрастает с увеличением скорости и толщины пленки воды на опорной поверхности.

Эффективное удаление воды из зоны контакта обеспечивается в первую очередь рисунком протектора. Прежде всего необходимо обращать внимание на тип рисунка и материал протектора. При этом должны учитывать такие конструктивные параметры, как отношение высоты профиля шины к ее ширине, диаметр обода, тип расположения корда в каркасе (радиальное, диагональное) и другие параметры. Опыты показывают, что широкие и прямые канавки облегчают удаление воды из водяного клина непосредственно перед контактной зоной. Узкие ребра или элементы протектора эффективно уменьшают путь перемещения воды, способствуя тем самым укорочению во времени процесса выжимания пленки воды из зоны контакта. Ножевые надрезы элементов протектора действуют как небольшие резервуары и укорачивают путь перемещения воды с контактирующих поверхностей.

Необходимо в то же время помнить, что выполнение некоторых из этих мероприятий может ухудшить другие эксплуатационные качества шины, например устойчивость движения, ходимость.

Увеличение износа протектора уменьшает его способность к удалению необходимого объема воды из зоны контакта. На рис. 61 показано влияние износа шин на величину коэффициента сцепления при движении по дороге, покрытой слоем воды 2,5 мм [11]. Из рис. 61 видно, что чем больше износ протектора, тем сильнее падение сцепных качеств шин на мокрой дороге. Поэтому для обеспечения безопасности движения на мокрых дорогах принято ограничивать эксплуатацию шин, имеющих глубину канавок менее 1,5—2,0 мм.

Увеличение скорости движения сокращает время для отвода из зоны контакта объема воды, вследствие чего снижается критическая скорость аквапланирования. Теоретическая зависимость для определения критической скорости аквапланирования базируется на теории гидродинамического давления в слое воды. При этом принимают, что возникает полное равновесие между нагрузкой на колесо и результирующей силой от гидродинамического давления воды. Для шины с гладким рисунком протектора было получено следующее выражение для определения критической скорости аквапланирования:

$$v_{кр} = 508 \sqrt{\frac{G_k}{B h_w C_r}},$$

где G_k — нагрузка на колесо;

B — ширина протектора;

h_w — толщина слоя воды;

C_r — коэффициент подъемной силы гидроклина, определяемый опытным путем.

Шины с гладким рисунком протектора имеют коэффициент подъемной силы в 2 и более раза выше, чем шины с серийным рисунком.

Значительное влияние на сцепные качества шины с мокрой дорогой оказывает шероховатость покрытия (рис. 62). Шероховатости поверхностей, представленные на рис. 62, *в* и *г*, являются типичными для асфальтобетонных и бетонных покрытий. Они характеризуются наибольшим падением коэффициента сцепления при покрытии их водой и, следовательно, наибольшей тенденцией к аквапланированию. Крупнозернистые покрытия более стойки к аквапланированию, так как каменные выступы образуют сеть каналов, по которым вода удаляется из зоны контакта. Экспериментально доказано, что на поверхностях этого типа аквапланирование не начинается до тех пор, пока вода не перекроет выступы на значительную величину. Из рис. 62, *а* и *б* видно, что коэффициент сцепления повышается с увеличением шероховатости. В процессе эксплуатации острые кромки выступов покрытий притупляются, что приводит к значительному уменьшению его сцепных качеств. Это в равной степени относится к крупно- и мелкозернистым структурам и иллюстрируется сопоставлением рис. 62, *а* с рис. 62, *б* и *в* с *г*. Основное влияние на сцепные качества шины с мелкозернистой структурой покрытия оказывает рисунок протектора. Расчленение



Рис. 61. Зависимость коэффициента сцепления от скорости движения при различной степени износа рисунка протектора:

1–6 — глубина рисунка протектора соответственно равна 8; 6; 4; 2; 1; 0 мм

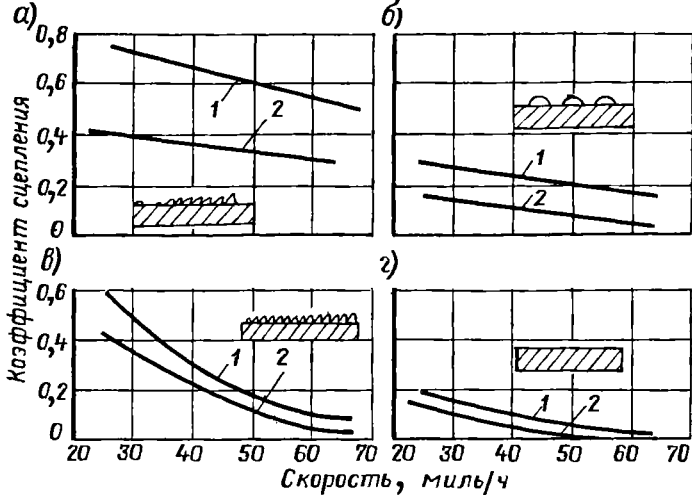


Рис. 62. Влияние шероховатости опорной поверхности на коэффициент сцепления шины с дорогой:

а — опорная поверхность с шероховатой крупнозернистой структурой; *б* — опорная поверхность со сглаженной крупнозернистой структурой; *в* — опорная поверхность с шероховатой мелкозернистой структурой; *г* — опорная поверхность с гладкой мелкозернистой структурой; 1 — максимальное значение; 2 — в обычном режиме движения

протектора улучшает дренаж воды, уменьшает путь перемещения воды, улучшает распределение контактных давлений.

На развитие аквапланирования, кроме перечисленных выше, оказывают влияние и другие факторы. Так, при наличии угла увода скорость аквапланирования снижается. Боковая сила падает до нуля при величине проскальзывания шины относительно дороги, равной 25%. Если затормозить колесо, катящееся с большой скоростью прямолинейно или с углом увода по дороге, покрытой слоем воды, то после растормаживания оно не будет вращаться. Интересно отметить, что этот процесс проскальзывания соответствует в таких условиях примерно максимальной величине коэффициента сцепления. Отсутствие вращения колеса, вероятно, обусловлено наличием сноса вперед реакции гидродинамического давления на шину в контакте.

У радиальных шин жесткий подпротекторный пояс способствует стабилизации протектора, т. е. канавки, и надрезы в нем остаются не закрытыми при контакте с опорной поверхностью, что улучшает отвод влаги из зоны контакта.

В ряде случаев скорость, при которой начинается аквапланирование, падает до очень низких величин. В результате колеса блокируются, а шины получают характерные повреждения протектора на длине контакта. Было отмечено два вида повреждений: первый представлял собой как бы расплавившийся участок, во втором перегревался слой резины чуть ниже поверхности протектора. Оба этих вида повреждения иногда по отдельности или вместе встреча-

лись при дорожных испытаниях легковых и грузовых автомобилей на треке, а также были воспроизведены на барабанном стенде. Было найдено, что это явление может появляться при работе шин грузовых автомобилей, имеющих в контакте давление порядка 7 кгс/см^2 , и не появляется для шин, работающих при номинальных значениях нагрузки и внутреннего давления воздуха.

При давлениях ниже $3,5 \text{ кгс/см}^2$ оно не появляется. Повреждения появлялись только при торможении до полной блокировки колес со скорости выше 100 км/ч и были характерны для гладких поверхностей, покрытых тонким слоем воды (порядка 1 мм).

8. ДВИЖЕНИЕ АВТОМОБИЛЯ НА ПОВОРОТЕ

При движении автомобиля на повороте происходит резкое изменение нагрузок на колеса. Это изменение обусловлено действием на повороте центробежных сил, креном кузова, изменением деформаций шин, а также неравномерным распределением нагрузок на колеса в статическом состоянии.

Для неподвижного автомобиля неравномерность распределения нагрузок на колеса можно охарактеризовать коэффициентом распределения веса автомобиля по колесам, представляющим собой отношение действительной нагрузки на колесо G_k к грузоподъемности шины:

$$\gamma_n = \frac{G_k}{G_{гр}}$$

Значения этого коэффициента существенно различаются для передних и задних колес автомобиля и в меньшей степени для левых и правых колес, внутренних и наружных скатов. Колебание этого коэффициента для передних и задних колес основных типов автомобилей приведено в табл. 5. Неравномерность распределения нагрузки по колесам автомобиля приводит к неправильному использованию грузоподъемности шин. Коэффициент использования грузоподъемности шин определяют отношением полного веса автомобиля G_a к максимальной грузоподъемности всех шин без учета запасных: $\gamma_{гр} = \frac{G_a}{\sum G_{пр}}$. Значения этого коэффициента для различных типов и схем автомобилей изменяются от 1,0 до 0,7.

Указанные коэффициенты характеризуют совершенство компоновки автомобиля и правильность подбора шин по грузоподъемности. Необходимо стремиться, чтобы значения этих коэффициентов были по возможности ближе к единице.

При движении автомобиля на повороте возникает центробежная сила, зависящая от веса автомобиля, скорости движения и радиуса поворота. Эта сила создает крен кузова автомобиля и перераспределение нагрузок между внутренними по отношению к центру поворота и наружными колесами. Крен кузова на повороте в зависимости от конструктивных особенностей автомобиля вызывает изменение поперечного и продольного углов наклона шкворня, плеча обкатки, колеи, схождения и развала управляемых колес, наклон плоскости вращения колес к дороге. Эти процессы довольно подроб-

Таблица 5

Тип автомобиля	Полный вес автомобиля, кг	Распределение полного веса автомобиля		Грузоподъемность шины		Полная грузоподъемность всех шин, кгс	Коэффициент распределения веса автомобиля по колесам		Коэффициент использования грузоподъемности шин автомобиля
		на переднее колесо, кг	на заднее колесо, кг	переднего колеса, кгс	заднего колеса, кгс		передним	задним	
Грузовые 6×6	19 675	2610	3610,5	4000	4000	2400,5	0,65	0,903	0,82
	13 200	1950	2325	2500	2500	15 000	0,78	0,930	0,88
	10 425	1622,5	1795	2200	2200	13 200	0,737	0,815	0,79
6×4	23 355	2332,5	2336	3003	2730	27 846	0,775	0,855	0,837
	15 000	2000	2750	2500	2500	15 000	0,8	1,1	1,0
	21 550	2150	2150	2585	2350	23 970	0,832	0,915	0,903
	15 130	2065	1375	2332	2180	21 664	0,886	0,648	0,698
6×2 4×4	23 525	2762,5	2250	2585	2350	23 970	1,07	0,958	0,98
	5 800	1365	1535	1850	1850	7 400	0,74	0,83	0,783
	2 620	595	715	750	750	3 000	0,793	0,952	0,728
	2 175	470	617,5	650	650	2 600	0,723	0,95	0,836
4×2	14 225	2112,5	2500	3003	2730	16 926	0,703	0,916	0,84
	9 525	1287,5	1737,5	2233	2030	12 586	0,575	0,856	0,757
	7 400	905	1397,5	1650	1500	9 300	0,575	0,932	0,797
	5 150	770	902,5	1100	1000	6 200	0,7	0,9	0,832
	2 660	560	770	750	750	3 000	0,747	1,025	0,89
Автобусы	10 340	1785	1692,5	2585	2350	14 570	0,69	0,72	0,71
	15 500	2850	2450	2860	2600	16 120	0,995	0,943	0,962
	10 980	2070	1710	2585	2350	14 570	0,8	0,727	0,753
	2 550	610	665	605	605	2 420	1,008	1,1	1,05
Легковые	1 825	4350	477,5	695	695	2 780	0,627	0,688	0,657
	1 875	445	492,5	505	505	2 020	0,88	0,975	0,928
	1 340	322,5	347,5	370	370	1 480	0,872	0,938	0,905
	1 345	316	356,5	355	355	1 420	0,89	1,005	0,947
	950	190	285	275	275	1 100	0,69	1,036	0,864
	1 080	232,5	307,5	355	355	1 420	0,654	0,866	0,76

но изучены и многократно освещались в литературе [8, 16, 33]. Обобщая эти исследования, можно сказать, что продольный угол наклона шкворня должен быть выбран так, чтобы в любых условиях движения не мог возникнуть отрицательный стабилизирующий момент; изменение продольного угла наклона шкворня не должно увеличивать склонность автомобиля к «клевку» при торможении; плечо обкатки управляемых колес должно оставаться в пределах отпечатка шины с дорогой; необходимо стремиться сохранить постоянство схода управляемых колес и уменьшить изменчивость колес, при этом довольно значительно меняются развал колес и наклон шкворня назад; крен кузова должен наклонять плоскости вращения колес в сторону, противоположную крену; крен кузова должен вызывать большее перераспределение нагрузок между внутренними и наружными колесами относительно направления поворо-

та на передней оси и меньшее — на задней оси автомобиля. Здесь необходимо отметить, что во всех исследованиях, когда учитываются даже незначительные (до 10 мин) изменения углов наклона шкворня, совершенно не учитывается изменение радиальной деформации шин. Так, в работе [8] приведены данные по изменению развала колес при увеличении нагрузки от снаряженного до полного веса по семи маркам автомобилей. Для различных марок автомобилей изменение составляет от 0,25 до 2,5°, а средняя величина равна 0,64°. Изменение же радиальной деформации шин автомобиля на повороте соответствует поперечному наклону до 2°. Кроме того, увод шин на повороте создает дополнительное изменение радиальной деформации.

9. ДВИЖЕНИЕ КОЛЕСА С УВОДОМ И НАКЛОНОМ К ДОРОГЕ

Если к вертикально установленному нагруженному силой G_K колесу, движущемуся в направлении средней плоскости вращения (в направлении стрелки v_A на рис. 63), приложить силу Y , действующую вдоль оси, то направление движения колеса изменится. Колесо, оставаясь параллельным самому себе, будет перемещаться в направлении v_x под некоторым углом δ к плоскости своего вращения. Это явление получило название бокового увода.

Боковой увод автомобильного колеса оценивается величиной угла δ , который принято называть углом бокового увода или коэффициентом сопротивления боковому уводу. Коэффициент сопротивления боковому уводу представляет собой производную боковой силы по углу увода

$$k_y = \frac{dY}{D\delta}$$

Коэффициент k_y характеризует склонность шины к уводу и зависит от конструкции шины (высоты и ширины профиля, угла нитей жорда, слоистости), ширины обвода, давления воздуха, p_w и нагрузки на колесо G_K .

Исследования [16, 21] показывают, что увод колеса оказывает большое влияние на работу шины, а также экономичность, устойчивость и управляемость автомобиля.

Поэтому параметры, оценивающие боковой увод колеса, являются важной характеристикой шины.

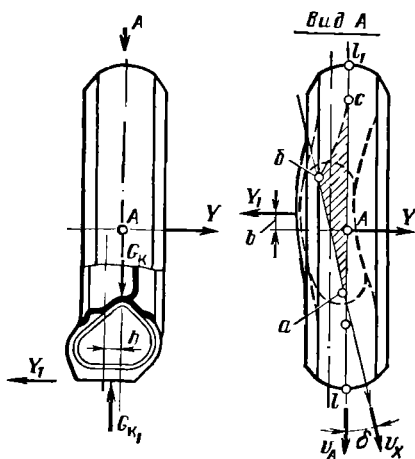


Рис. 63. Схема деформации шины при движении колеса с уводом:

n — смещение средней плоскости вращения колеса относительно центра контакта;
 b — смещение боковой реакции Y_f относительно оси колеса

Рассмотрим деформацию шин движущегося колеса под действием приложенной к нему боковой силы Y (см. рис. 63).

Приложенная к колесу сила Y вызывает боковую деформацию шин за счет изгиба протектора в боковом направлении и искажения формы профиля шины. Искажение форм профиля шины происходит не только в зоне контакта, но и за его пределами. При этом возникает угловая деформация шины и несколько изменяются окружная и нормальная деформации.

Чтобы получить представление о процессе деформации шины под действием боковой силы, рассмотрим деформацию элементов средней линии протектора при установившемся движении колеса. Боковую деформацию шины в этом случае можно характеризовать положением средней линии протектора l_{cbal} относительно средней плоскости колеса lAl . Под действием боковой силы элементы протектора еще до входа в контакт имеет некоторую величину боковой деформации. В начале контакта он несколько проскальзывает, затем на участке ab он неподвижен относительно дороги. В это время, однако, происходит непрерывное увеличение боковой деформации шины и в результате — перемещение плоскости колеса в направлении действия силы Y . В точке b элемент протектора имеет максимальную боковую деформацию. Напряженность его достигает силы сцепления с дорогой. Начинается проскальзывание элемента протектора в контакте и уменьшается его боковая деформация. Величина деформации при выходе элемента протектора из контакта больше, чем при входе в контакт. В точке c элемент протектора приходит в исходное положение: его боковая деформация равна нулю.

Под действием боковой силы происходит изменение формы контакта и перераспределение в нем удельных давлений и касательных напряжений. Контакт приобретает бобовидную форму.

По величине и характеру распределения удельных давлений и касательных напряжений в контакте можно судить о величине и характере боковой деформации шины.

При качении колеса с уводом шина имеет сложную деформацию, которая несимметрична относительно вертикальной плоскости, проходящей через ось колеса, в передней части контакта она заметно меньше, чем в его задней части. При небольшой боковой силе, а следовательно, и небольших углах увода изменение боковой деформации в контакте подчиняется линейному закону.

Для каждой шины имеется определенная максимальная боковая сила и соответствующий ей определенный максимальный угол бокового увода, при котором еще «отсутствует» проскальзывание элементов протектора в боковом направлении. В этом случае проскальзывание элементов протектора наблюдается лишь вблизи контурной линии контакта. Эпюра распределения касательных напряжений вдоль контакта для указанного случая показана на рис. 64, *a*. Результирующая реакция дороги Y' , оставаясь равной и направленной противоположно боковой силе Y , уже не проходит через центр контакта O , а снесена относительно его на некоторую

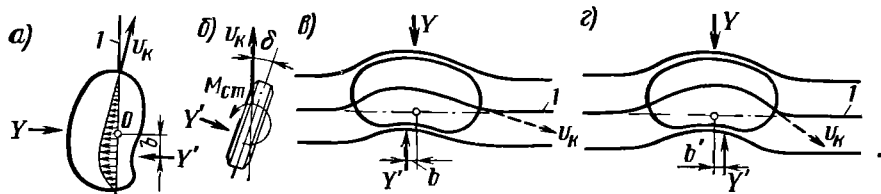


Рис. 64. Схема изменения угла увода при изменении боковой силы:

а — при небольшой величине боковой силы; *б* — схема действия стабилизирующего момента; *в* и *г* — при больших возрастающих значениях боковой силы; *l* — средняя линия обода

величину *b*. Она создает момент относительно центра контакта, стремящийся повернуть колесо в линию с направлением движения. Такой момент принято называть стабилизирующим моментом (рис. 64, б). Стабилизирующий момент является важной характеристикой шины. Он способствует сохранению нейтрального положения управляемых колес при движении автомобиля и их автоматическому возврату в нейтральное положение при отклонении от него.

Изложенное показывает, что при движении колеса с уводом со стороны дороги к нему приложены реакция боковой силы и момент, стремящийся повернуть колесо около вертикальной оси. Максимальный угол увода, при котором «отсутствует» проскальзывание элементов протектора в боковом направлении, для большинства отечественных шин легковых автомобилей равен 3—5°.

При дальнейшем увеличении боковой силы касательные напряжения в задней части контакта достигают величины силы сцепления, элементы протектора проскальзывают в боковом направлении, происходит изменение формы контакта и перераспределение касательных напряжений. Большую боковую деформацию получают элементы протектора, расположенные ближе к центру контакта (рис. 64, в). В этом же направлении смещаются максимальные касательные напряжения. Происходит такое изменение стабилизирующего момента, которое определяется совокупностью изменений реакции *Y'* и сноса *b* относительно центра контакта.

При определенной величине боковой силы *Y* касательные напряжения на всей площади контакта достигнут величины силы сцепления.

В этом случае шина имеет максимальную боковую деформацию. Вершина боковой деформации располагается в передней части контакта (рис. 64, г), а результирующая реакция *Y*, приложенная правее центра контакта на величину *b'*, создает момент, стремящийся повернуть колесо в сторону, противоположную направлению движения.

Чтобы установить зависимость между боковой силой *Y*, углом увода δ и моментом $M_{ст}$, поворачивающим колесо¹, было проведе-

¹ Момент поворачивающий колесо в сторону его движения, в дальнейшем будем называть стабилизирующим моментом.

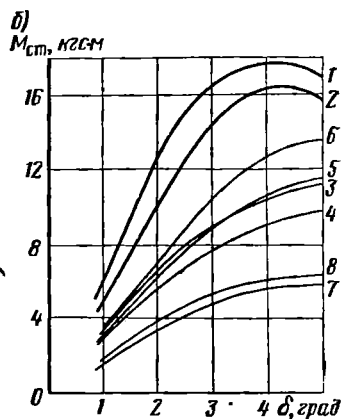
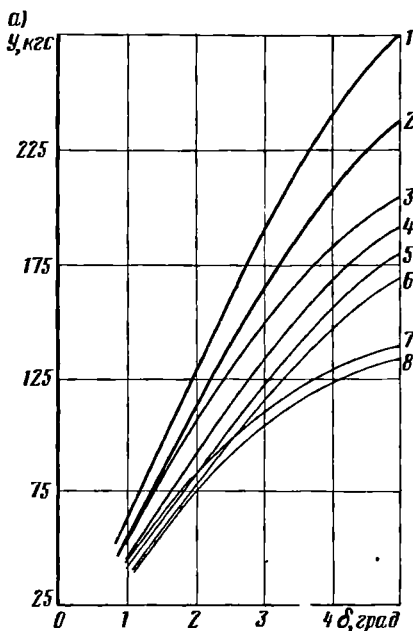


Рис. 65. Зависимость боковой силы (а) и стабилизирующего момента (б) от угла увода:

1 — $G_K = 900$ кгс; $p_w = 2,5$ кгс/см²; 2 — $G_K = 600$ кгс; $p_w = 2,25$ кгс/см²; 3 — $G_K = 500$ кгс; $p_w = 2,25$ кгс/см²; 4 — $G_K = 450$ кгс; $p_w = 2$ кгс/см²; 5 — $G_K = 450$ кгс; $p_w = 1,5$ кгс/см²; 6 — $G_K = 300$ кгс; $p_w = 2,0$ кгс/см²; 7 — $G_K = 300$ кгс; $p_w = 1,75$ кгс/см²; 8 — $G_K = 300$ кгс; $p_w = 1,75$ кгс/см²

но испытание ряда шин в лабораторных и дорожных условиях. На рис. 65 приведены результаты испытаний в лабораторных условиях шин 7,50—16 (кривые 1 и 2), 7,00—15 (кривые 3 и 4) и 6,00—16 (кривые 5 и 6) с рисунком протектора типа «шашки» и шины 5,00—16 (кривые 7 и 8) с рисунком протектора типа «зигзаг». Величина нагрузок G_K и давлений воздуха в шине p_w выбраны применительно к условиям работы шины на передних и задних колесах автомобиля (табл. 6).

Из рис. 65 видно, что по мере увеличения угла увода происходит возрастание боковой силы и стабилизирующего момента. С достаточной для практики точностью можно принять, что до значения угла увода примерно 3° существует прямо пропорциональная зависимость момента $M_{ст}$ и боковой силы Y от угла увода.

По мере увеличения угла увода возрастание боковой силы и стабилизирующего момента уменьшается. При одном и том же угле увода:

боковая сила Y , действующая на колесо автомобиля, увеличивается до известных пределов как с увеличением нормальной нагрузки (кривые 3 и 4 на рис. 65, а), так и с увеличением давления воздуха в шине (кривые 5 и 6);

стабилизирующий момент $M_{ст}$ также увеличивается с увеличением нагрузки (кривые 3 и 4 на рис. 65, б), но уменьшается с повышением давления воздуха (кривые 5 и 6). При одном и том же

Шина	Режим испытания	При угле увода, равном 3°					
		Y , кгс	K_y , кгс/гр	K_y/G_k , кгс/гр	$M_{ст}$, кгм	$M_{ст}/G_k$, кгм/кгс	
7,50—16/6 автомобиль ИЛ-110)	слоистая	$G_k=900$ кгс	189	63,0	0,0700	16,70	0,0186
		$\rho_w=2,5$ кгс/см ²					
7,00—15/6 автомобиль ГАЗ-12)	слоистая	$G_k=700$ кгс	163	54,4	0,0777	14,40	0,0206
		$\rho_w=2,25$ кгс/см ²					
6,00—16/4 автомобиль Волга)	слоистая (М-20)	$G_k=600$ кгс	148	49,4	0,0822	8,80	0,0147
		$\rho_w=2,25$ кгс/см ²					
5,00—16/4 автомобиль «Мос- вич»)	слоистая	$G_k=500$ кгс	133	43,3	0,0866	7,60	0,0152
		$\rho_w=2,25$ кгс/см ²					
8,90—15/6 шина МШЗ)	слоистая	$G_k=450$ кгс	121	40,3	0,0898	8,75	0,0194
		$\rho_w=2$ кгс/см ²					
8,20—15/4 автомобиль «Лин- ольн»)	слоистая	$G_k=450$ кгс	114	38,0	0,0844	10,30	0,0229
		$\rho_w=1,5$ кгс/см ²					
8,00—15/4 автомобиль «Пик- ард»)	слоистая	$G_k=300$ кгс	110	36,7	0,0225	4,80	0,0160
		$\rho_w=2$ кгс/см ²					
8,00—15/6 автомобиль «Бюнк»)	слоистая	$G_k=300$ кгс	102	34,0	0,1133	5,30	0,0177
		$\rho_w=1,75$ кгс/см ²					
8,20—15/4 автомобиль «Лин- ольн»)	слоистая	$G_k=900$ кгс	174	58,0	0,0640	21,80	0,0242
		$\rho_w=1,9$ кгс/см ²					
8,00—15/4 автомобиль «Пик- ард»)	слоистая	$G_k=700$ кгс	148	49,0	0,0700	18,90	0,0270
		$\rho_w=1,7$ кгс/см ²					
8,00—15/6 автомобиль «Бюнк»)	слоистая	$G_k=700$ кгс	220	73,3	0,1045	19,70	0,0282
		$\rho_w=1,7$ кгс/см ²					
8,00—15/4 автомобиль «Пик- ард»)	слоистая	$G_k=700$ кгс	220	73,3	0,1045	23,80	0,0304
		$\rho_w=1,7$ кгс/см ²					
8,00—15/6 автомобиль «Бюнк»)	слоистая	$G_k=700$ кгс	181	60,4	0,0862	18,80	0,0269
		$\rho_w=1,7$ кгс/см ²					

угле увода возрастание боковой силы происходит только до определенного значения нагрузки G_k . Дальнейшее увеличение нагрузки G_k приводит к уменьшению боковой силы. Следовательно, с изменением нормальной нагрузки изменяется коэффициент k_y сопротивления шины уводу.

Коэффициент сопротивления уводу уменьшается как с уменьшением нормальной нагрузки от ее номинального значения, так и с ее увеличением, причем недогрузка шины оказывает большее влияние на изменение коэффициента сопротивления уводу, чем ее перегрузка. Заметим, что угол увода шины уменьшается с приложением к колесу тормозного момента и возрастает с приложением к нему крутящего момента.

При графическом изображении зависимости боковой силы и стабилизирующего момента от угла увода колеса последний принимают в качестве независимой переменной величины. Такой метод построения принят как у нас в стране, так и за рубежом. Однако при ближайшем рассмотрении оказывается, что угол увода колеса является функцией приложенного к колесу момента $M_{ст}$. Поэтому

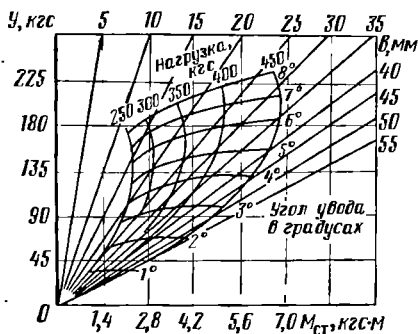


Рис. 66. Зависимость между боковой силой и стабилизирующим моментом

изображены на рис. 66. Они представлены для разных углов увода и разных нагрузок изогнутыми линиями, идущими от начала координат. График позволяет также определять величину сноса b боковой реакции (лучевые линии, идущие от начала координат), а также перераспределение нагрузки между колесами при движении на повороте. Величину сноса боковой реакции относительно центра контакта определяют пересечением лучевой линии с характеристической кривой. Снос b боковой реакции характеризует собой плечо стабилизации, обусловленное боковой эластичностью шины. Известно, что стабилизация управляемых колес автомобиля обеспечивается в основном за счет плеча стабилизации, обусловленного боковой эластичностью шин, и дополнительного плеча стабилизации, обусловленного продольным наклоном шкворней. Поэтому, зная снос b , можно определить необходимую величину продольного наклона шкворней. Характеристические кривые шины представляют большую ценность для конструкторов автомобилей. Они нужны для определения углов установки и стабилизации управляемых колес автомобиля.

Одним из часто встречающихся случаев качения автомобильного колеса является случай движения его с наклоном к дороге. Действительно, на автомобиле колеса могут иметь наклон к дороге из-за их установки с разной по величине нормальной деформацией шин, применения независимой подвески, наклона дороги и других факторов.

Наклон колеса к дороге оказывает существенное влияние на работу шины и траекторию движения автомобиля.

При качении наклонного колеса в направлении плоскости вращения со стороны дороги на него действуют так же, как и при уводе, боковая сила и момент. Последний стремится повести колесо в сторону его наклона.

Наклон колеса к дороге приводит к появлению боковой деформации шины, в результате которой центр давления контакта смещается в сторону наклона колеса. Возникают повышенные напря-

наиболее целесообразно зависимость боковой силы Y и стабилизирующего момента $M_{ст}$ от угла увода и нагрузки G_k строить на одном графике $Y=f(M_{ст})$. Графическое изображение зависимости боковой силы от стабилизирующего момента для ряда нормальных нагрузок и постоянного давления воздуха является характеристической шиной.

Характеристические кривые зависимости боковой силы от стабилизирующего момента для шины 6,40—15 (обод $4\frac{1}{2} j$) при давлении воздуха $1,7 \text{ кгс/см}^2$

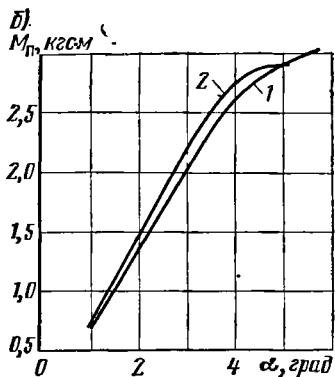
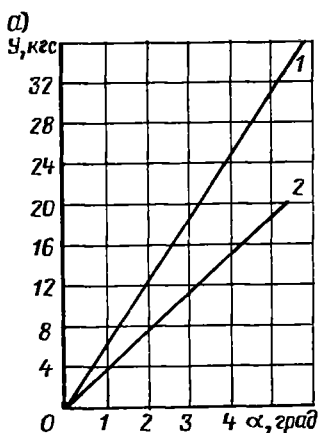


Рис. 67. Зависимость боковой силы Y (а) и поворачивающего момента $M_{п}$ (б) от угла α наклона колеса к вертикали:
1 — шина 6,00—16; 2 — шина 7,00—15

жения в плечевой зоне протектора шины. У наклоненного колеса протектор шины изнашивается быстро и неравномерно. Особенно повышенный износ протектора наблюдаем в плечевой зоне со стороны наклона колеса. Наклон колеса к дороге значительно уменьшает срок службы шины.

Для определения величины момента и боковой силы, действующих на наклоненное колесо при его прямолинейном движении по барабану, были проведены испытания шин 7,00—15 и 6,00—16 с рисунком протектора «шашки». Результаты испытаний приведены на рис. 67.

Согласно рис. 67, а, зависимость между боковой силой Y и углом α наклона колеса в интервале изменения угла α от нуля до 6° прямолинейна.

Абсолютные величины боковой силы Y (рис. 67, а) и момента $M_{п}$ (рис. 67, б) в данном случае значительно меньше, чем величины силы Y и момента $M_{ст}$ при качении колеса с уводом.

Наклон колеса к дороге приводит к изменению угла увода, хотя сам его не создает. При движении автомобиля на повороте, когда при поперечном наклоне кузова колесо автомобиля наклоняется в сторону действия боковой силы, увод колес увеличивается. Указанное явление наблюдаем, например, у передних управляемых колес легковых автомобилей, имеющих переднюю независимую подвеску.

Согласно опытам, влияние кривизны опорной поверхности на величину боковой силы относительно невелико при качении колеса под углом увода, при качении же с наклоном к дороге оно существенно. Боковая сила при качении колеса по плоскости на 16% больше, чем при качении по барабану.

Известно, что уменьшение склонности шин к боковому уводу и уменьшение наклона колеса к дороге положительно сказывается

на увеличении срока службы шин и увеличении устойчивости и управляемости автомобиля.

Уменьшения бокового увода можно достигнуть за счет увеличения ширины и уменьшения высоты профиля шины, за счет увеличения угла наклона нитей корда по короне покрышки, повышения давления воздуха в шине, увеличения ширины обода.

Уменьшение наклона колес к дороге при прямолинейном движении и движении на повороте можно осуществить как за счет ряда конструктивных мер по установке колес на автомобиле, так и благодаря правильному выбору схемы подвески колес. Целесообразно, чтобы подвеска для уменьшения увода шин обеспечивала при движении автомобиля на повороте некоторый наклон колес к центру его поворота.

Для исследования количественного влияния на коэффициент сопротивления боковому уводу угла наклона колеса, скорости качения, тормозного и крутящего моментов и других факторов в НАМИ был выполнен большой комплекс испытаний шин различных типов и размеров. Испытания проводили на универсальном барабанном стенде по специально разработанной методике. Двухкоординатным самописцем записывали функциональную зависимость боковой силы $P_{бок}$ от угла увода δ при поворотах колеса в одну и в другую сторону с постоянной скоростью. На протяжении одного опыта прочие параметры (радиальная нагрузка, давление воздуха, скорость качения, угол наклона, величина касательной силы) оставались неизменными.

Затем изменяли один из указанных параметров и вновь записывали первичную зависимость.

Коэффициенты сопротивления боковому уводу шин определяли по наклону линейного участка первичной диаграммы. Стенд позволил исследовать как установившийся, так и неустойчивый увод шин, который определяли в процессе изменения угла поворота колеса по времени. Если скорость поворота колеса около вертикальной оси мала по сравнению со скоростью его вращения, то коэффициент сопротивления неустойчивого увода шины по своей величине практически не отличается от его установившегося значения.

Многokратная проверка показала, что для принятой в процессе испытаний скорости поворота колеса вокруг вертикальной оси коэффициент сопротивления боковому уводу шины при данном угле одинаков как для неустойчивого поворота, так и для постоянного угла поворота колеса.

При анализе первичных диаграмм обнаружено, что большинству испытанных шин свойственна асимметричность относительно их продольной плоскости, возникающая в процессе изготовления. В результате при нулевой установке угла увода, когда плоскость обода колеса параллельна плоскости барабана, боковая сила не равна нулю. Величина угла увода при нулевой боковой силе для большинства шин составляет десятые доли градуса, а для отдельных шин достигает почти 1° .

Асимметричность шины можно объяснить отмеченную многими исследователями, якобы, нелинейность начального участка зависимости боковой силы от угла увода. В действительности этой нелинейности не обнаружено. При многократных поворотах колеса то в одну, то в другую сторону от нулевого положения зависимости боковой силы от угла увода шины, соответствующие поворотам в разные стороны, лежат на одной прямой.

Линейность зависимости боковой силы от угла увода у шин легковых автомобилей сохранялась до углов $3-4^\circ$, а у грузовых — до $4-5^\circ$. При больших углах начинается нелинейность этой зависимости, характеризующаяся проскальзыванием в контакте. Однако медленное возрастание боковой силы продолжается до углов увода шины $13-15^\circ$. При этом величина коэффициента сцепления шины с барабаном в боковом направлении больше, чем в продольном.

Изменение давления воздуха незначительно влияет на сопротивление боковому уводу современных шин. В основном на эту характеристику влияет изменение радиальной нагрузки на колесо.

На рис. 68, а приведены совмещенные первичные диаграммы зависимости боковой силы $P_{бок}$ от угла увода δ при нескольких значениях угла наклона α для шины диагональной конструкции, а на рис. 68, б — для шины Р. Наклон колеса почти не изменяет коэффициентов сопротивления боковому уводу шины Р: кривые, соответствующие разным углам наклона колеса, располагаются параллельно друг другу. Наклон шины диагональной конструкции независимо от его направления уменьшает коэффициент сопротивления боковому уводу. Это объясняется тем, что при наклоне колеса не возникает угол увода шины. При наклоне колеса возникает боковая деформация шины, аналогичная ее деформации при боковом перемещении колеса. Такая деформация несколько изменяет характеристики жесткости оболочки шины диагональной конструкции, в результате чего уменьшается коэффициент сопротивления боковому уводу. Однако это уменьшение незначительно: при угле наклона колеса 10° коэффициенты сопротивления уводу шины 5,60—15 диагональной конструкции уменьшаются всего на 5%. Для шины Р это влияние менее значительно, коэффициенты сопротивления боковому уводу ее практически не изменяются.

При наклоне колеса возникает боковая сила, определяемая произведением радиальной нагрузки на тангенс угла наклона [33]. Эта

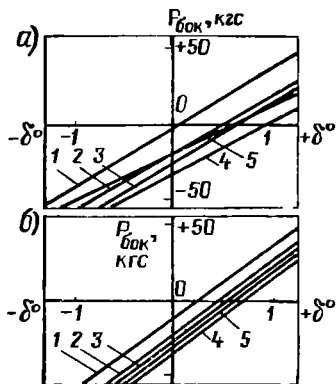


Рис. 68. Совмещенные первичные данные зависимости боковой силы от угла увода шины ($G_n=330$ кгс):

а — шина 5,60—15 диагональная; $P_{ш}=2,2$ кгс/см²; б — шина 155—15 типа Р, $P_{ш}=2,1$ кгс/см²;
1 — $\alpha=0^\circ$; 2 — $\alpha=5^\circ$; 3 — $\alpha=9^\circ$; 4 — $\alpha=13^\circ 50'$; 5 — $\alpha=16^\circ 30'$

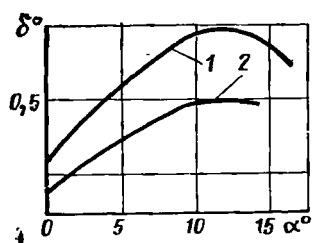


Рис. 69. Соотношение между углом увода и наклона колеса при нулевом значении боковой силы ($G_K=330$ кгс): 1 — шина 5,60—15 диагональная, $p_w=2,2$ кгс/см²; 2 — шина 155—15 типа P, $p_w=2,1$ кгс/см²

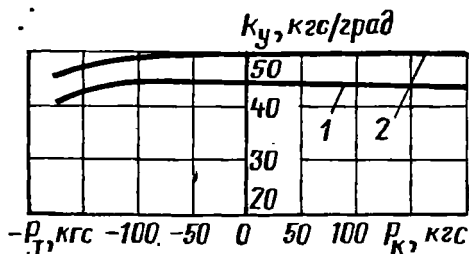


Рис. 70. Зависимость коэффициента сопротивления боковому уводу от касательной силы в ведущем и тормозном режимах ($p_w=2,2$ кгс/см²): 1 — шина 5,60—15, диагональная, $G_K=330$ кгс; 2 — шина 6,45—13 типа P, $G_K=370$ кгс

сила прибавляется или вычитается из боковой силы, вызванной уводом шин. При малых углах наклона характер экспериментальных зависимостей близок к теоретическим (произведение радиальной нагрузки на тангенс угла наклона). Однако с увеличением углов наклона темп роста экспериментальных зависимостей постепенно уменьшается, кривая достигает максимума, а затем уменьшается.

Боковую силу, возникающую при наклоне колеса, можно уравновесить (нейтрализовать) созданием угла увода, при котором возникает равная по величине, но противоположная по направлению боковая сила. Для каждой шины существует определенное соотношение между углами увода δ и наклона α , при котором суммарная боковая сила равна нулю. Такая зависимость приведена на рис. 69. Как показали исследования, при уравновешенности боковых сил от наклона и увода на колесо действует стабилизирующий момент, что обусловлено разными точками приложения указанных сил в контакте колеса с дорогой.

Таким образом, наклон колеса в пределах практически встречающихся величин его мало влияет на коэффициент сопротивления боковому уводу современных шин.

Многие исследователи отмечают незначительное влияние на коэффициент сопротивления боковому уводу скорости качения колеса. Нами проведены исследования коэффициента сопротивления боковому уводу шины в широком диапазоне изменения скорости движения автомобиля. При увеличении скорости качения колеса от 40 до 140 км/ч коэффициент сопротивления боковому уводу низкопрофильной шины 6,45—13 при номинальной нагрузке и рабочем давлении воздуха уменьшается лишь на 4%.

Испытания шин в ведущем и тормозном режимах показали, что тормозной и крутящий моменты небольшой величины мало влияют на коэффициент сопротивления уводу шин. На рис. 70 приведена зависимость коэффициентов сопротивления боковому уводу шин от касательной силы в ведущем P_K и тормозном P_T режимах.

Для шины диагональной конструкции сопротивление уводу сначала несколько возрастает в тормозном режиме. При величине момента, соответствующей касательной силе, равной 0,3 от радиальной нагрузки на колесо, коэффициенты сопротивления уводу шин начинают резко уменьшаться. В ведущем режиме до величины момента, соответствующей касательной силе, равной 0,6 от радиальной нагрузки, сопротивление уводу шин практически не изменяется. Это объясняется, очевидно, тем, что под действием крутящего момента большая деформация подвергается шина перед контактом, а под действием тормозного момента — после контакта. Эта деформация изменяет характеристики угловой жесткости оболочки шины. На формирование боковой силы при уводе значительно влияет область за контактом шины, поэтому тормозной момент уменьшает сопротивление уводу, а ведущий — нет. Такой же характер зависимости сохраняется и для шин Р. Очевидно, этим наряду с другими факторами объясняется лучшая устойчивость и управляемость автомобилей с приводом на передние колеса.

Величины коэффициентов сопротивления боковому уводу шин одного и того же размера могут быть различными. Это зависит от степени износа рисунка протектора, от разношенности шины и от рецептурных и технологических особенностей изготовления шин.

На рис. 71 приведены зависимости коэффициентов сопротивления боковому уводу шин от радиальной нагрузки на колеса при одном значении давления воздуха ($p_w = 2,2 \text{ кгс/см}^2$) для четырех различных экземпляров шин 5,60—15. Сначала была испытана одна необкатанная шина (кривая 1), затем эта же шина после пробега 500 км (кривая 2). На рис. 71 также приведены результаты испытаний другой шины той же модели (кривая 3) и двух шин других моделей (кривые 4 и 5).

Из рис. 71 видно, что при эксплуатации могут быть использованы на одном автомобиле шины, различие характеристик увода которых достигает 30% (без учета необкатанной шины).

Таким образом, из эксплуатационных факторов наибольшее влияние на коэффициенты сопротивления боковому уводу современных шин оказывает изменение радиальной нагрузки на колесо. Это подтверждается практикой конструирования автомобилей, когда наибольшего влияния на характеристики устойчивости и управляемости автомобилей достигают введением стабилизаторов поперечной устойчивости, благодаря чему уменьшается перераспределение радиальных нагрузок между левыми и правыми колесами автомобиля на повороте.

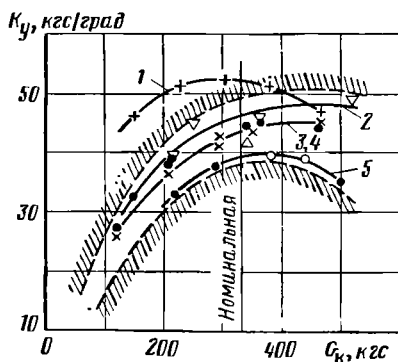


Рис. 71. Зависимость коэффициента сопротивления боковому уводу шин от радиальной нагрузки на колесо

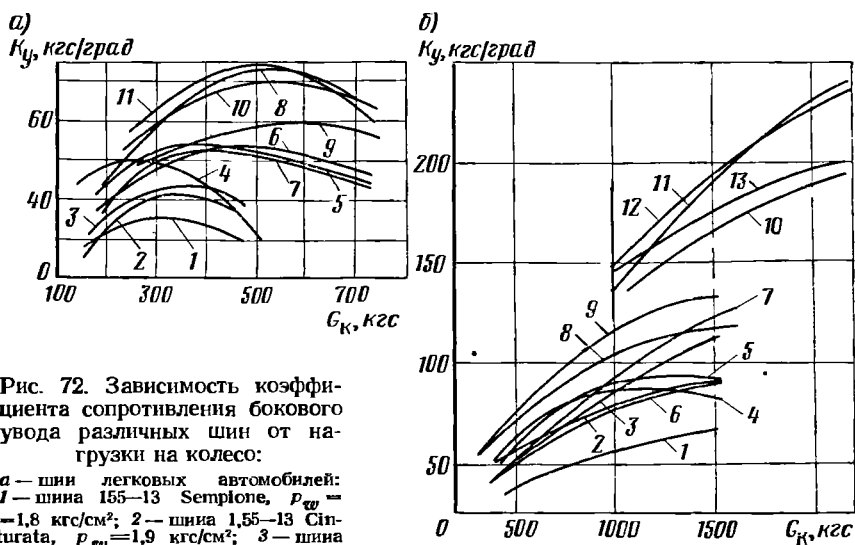


Рис. 72. Зависимость коэффициента сопротивления боковому уводу различных шин от нагрузки на колесо:

а — шины легковых автомобилей: 1 — шина 155—13 Semplone, $p_w = 1,8$ кгс/см²; 2 — шина 1,55—13 Cinturata, $p_w = 1,9$ кгс/см²; 3 — шина 155—13 BS, $p_w = 1,8$ кгс/см²; 4 — шина 155—13 ИЛ-151, $p_w = 1,9$ кгс/см²; 5 — шина 6,70—15 И-194, $p_w = 2,2$ кгс/см²; 6 — шина 6,70—15 НА-42, $p_w = 2,1$ кгс/см²; 7 — шина 175—15Р Я-260, $p_w = 2,2$ кгс/см²; 8 — шина 185—15Р Я-288, $p_w = 2,1$ кгс/см²; 9 — шина 7,35—14 И-146, $p_w = 1,9$ кгс/см²; 10 — шина 185—14Р ИЛ-156, $p_w = 1,9$ кгс/см²; 11 — шина 185—14Р Cinturato, $p_w = 1,95$ кгс/см²; б — шины грузовых автомобилей: 1 — шины 7,50—20 Я-212А (типа РС), $p_w = 5,5$ кгс/см²; 2 — шина 7,50—20 Я-44, $p_w = 9,5$ кгс/см²; 3 — шина 200—508Р И-32, $p_w = 5,7$ кгс/см²; 4 — шина 260—20 И-238А, $p_w = 3,65$; 5 — шина 220—508 ИМ-104, $p_w = 3,6$ кгс/см²; 6 — шина 220—508 ИМ-126А, $p_w = 3,7$; 7 — шина 240—508Р И-34, $p_w = 5,6$ кгс/см²; 8 — шина 240—508Р МИ-20, $p_w = 3,7$ кгс/см²; 9 — шина 8,25—20 ИК-6, $p_w = 3,7$ кгс/см²; 10 — шина 260—508 М-103Б, $p_w = 4,3$ кгс/см², $G_k = 1800$ кгс; 11 — шина 260—508Р ИИ-99, $p_w = 5,8$ кгс/см², $G_k = 1800$ кгс; 12 — шина 260—20 И-202, $p_w = 4,2$ кгс/см², $G_k = 1800$ кгс; 13 — шина 9,00—20 Firestone, $p_w = 4,2$ кгс/см², $G_k = 1800$ кгс

Полученные опытные данные по зависимости коэффициента сопротивления боковому уводу от радиальной нагрузки для современных шин легковых автомобилей и шин грузовых автомобилей приведены соответственно на рис. 72, а средние значения коэффициентов сопротивления бокового увода для ряда шин указаны в таблицах 7 и 8.

Из рассмотрения схемы шины, моделируемой лентой на упругом основании, боковая сила, действующая на колесо, определяется следующей зависимостью:

$$Y = k \int_0^{\pi D - L} y dx + \operatorname{tg} \delta \int_{-L}^0 k_I x dx,$$

где k — коэффициент боковой жесткости упругого основания — коэффициент постели для внеконтактной области, y — упругая линия боковой деформации шины;

Таблица 7

Размер шины	Модель шины	Коэффициент сопротивления уводу шины при номинальной нагрузке и рабочем давлении воздуха		Суммарный коэффициент сопротивления уводу передней оси автомобиля при повороте с 50-процентным перераспределением нагрузки, кгс/град
		кгс/град	отнесенный к величине радиальной нагрузки, кгс/град/кгс	
5,20—13	M-61	40,0	8,34	61,2
155—13	Sempione	35,0	6,37	57,5
155—13	Cinturato	41,7	7,58	62,5
155—13	BS	43,0	7,82	70,4
155—13	И-Л151	48,6	8,90	86,1
5,60—15	M-57A	38,2	6,63	65,2
5,60—15	M-59A	44,0	7,64	77,5
155—15	M-122	50,8	8,83	82,5
6,45—13	M-119AP-6	50,5	7,82	79,7
6,45—13	M-119A	57,2	8,85	98,7
165—13	M-130	55,3	8,58	63,0
6,45—13	M-130A	58,3	9,04	93,5
6,00—13	M-107	39,8	7,06	47,0
6,40—13	M-100	40,6	7,05	63,0
6,70—15	И-194	53,1	6,20	100,0
175—15	Я-260	52,5	6,10	90,4
6,70—15	И-А42	55,1	6,30	96,7
185—15	Я-288	72,0	8,60	117,2
7,35—14	И-146	58,2	7,67	103,5
185—14	И-Л156	74,0	9,75	129,1
185SR14	Cinturato	73,0	9,62	119,9

Таблица 8

Размер шины	Модель шины	Коэффициент сопротивления уводу шины при номинальной нагрузке и рабочем давлении воздуха		Суммарный коэффициент сопротивления уводу передней оси автомобиля при повороте с 50-процентным перераспределением нагрузки, кгс/град
		кгс/град	отнесенный к величине радиальной нагрузки, кгс/град/кгс	
200—20	И-238А	81	5,82	133
7,50—20	Я-44	71	5,08	140
220—508	МИ-126Б	66	4,75	120
220—508	МИ-126А	88	4,94	134
220—508	ИМ-140	86	6,18	144
200—508P	И-32	77	5,56	143
7,50—20PC	Я-212Д	52	3,76	93
8,25—20	ИК-6	109	6,90	204
240—508	МИ-20	97	6,15	185
240—508P	И-34	85	5,38	167
240—508PC	Я-271	35	2,21	68
12,00—20	M-93	203	2,77	335
320—508	ИЯВ-12	238	5,46	393
300—508P	И-А68	387	8,87	688
260—508P	ИН-99	173	7,13	348
260—20	И-202	183	7,56	341
260—508	M-103Б	160	6,60	294
9,00—20	Firestone	170	7,03	315

D — наружный диаметр шины;
 L — длина контакта шины;
 δ — угол увода;
 k_k — коэффициент постели в контакте.

Зная зависимость боковой силы от угла увода, можно подсчитать коэффициент сопротивления уводу $k_y = \frac{dY}{d\delta}$.

Как видно из полученных результатов, сопротивление уводу тем больше, чем больше боковая сила при данном угле увода. Боковая сила увеличивается прямо пропорционально возрастанию боковой деформации коронной части шины и боковой жесткости упругого основания и параболически — при увеличении длины контакта шины. На боковую деформацию коронной части шины основное влияние оказывает соотношение между боковой жесткостью упругого основания или коэффициента постели k и изгибной жесткостью коронной части шины EI_z . Коэффициент постели зависит от конструкции и материалов шины и изменяется прямо пропорционально с изменением давления воздуха в ней. Изгибная жесткость коронной части зависит от конструкции шины и применяемых для ее изготовления материалов.

10. ИЗНОС ПРОТЕКТОРА ШИНЫ И ЕГО ОЦЕНКА

Повышение износостойкости шин привлекает к себе внимание широкого круга исследователей, так как даже незначительное повышение износостойкости шин, учитывая их массовость, дает большой экономический эффект. Внимание к проблеме износа шин особенно возрастает в связи с современными тенденциями развития автомобилестроения, характеризующимися повышением приємности автомобиля, улучшением его тормозных качеств, увеличением нагрузок и максимальных скоростей движения, уменьшением диаметров шин, повышением давления воздуха в шинах, введением независимой подвески колес автомобиля. Все эти мероприятия ведут к увеличению напряжений в шине и в большей степени определяют его износ. Известно, что при эксплуатации автомобилей на усовершенствованных покрытиях дорог основной причиной выхода шин из эксплуатации является износ протектора. По износу протектора выходит из эксплуатации от 60 до 90% всех шин.

Предпосылкой возникновения износа является наличие трения и «утомляемости» поверхностного слоя протектора. Износ является следствием воздействия на материал ряда механических и тепловых нагрузок, возникающих в результате относительного перемещения и взаимодействия между поверхностями. Он характеризуется качеством материала протектора и его рабочей температурой, качеством дороги, величиной работы трения в пограничном слое (в контакте) между шиной и дорогой.

Различают три вида износа резин: усталостный, посредством скатывания и абразивный.

При усталостном износе разрушение поверхностного слоя резины происходит после многократных деформаций его выступами истирающей поверхности.

Усталостный износ является основным видом износа автомобильных шин. При этом виде износа на поверхности беговой дорожки не образуется видимых следов истирания.

Интенсивность износа возрастает с увеличением коэффициента трения, модуля упругости и уменьшается с повышением прочностных качеств материалов; нагрузка влияет на интенсивность износа значительно сильнее, чем по закону прямой пропорциональности.

Предрасположенность к износу посредством скатывания наблюдается у мягких резин, особенно при повышенных нагрузках. При таком износе вначале появляются трещины и раздиры, возникающие в результате сил трения, когда сдвиговые напряжения превышают прочность резины. При этом повышается местная температура, резина размягчается, прилипает к дороге и скатывается в небольшие жгуты. В результате на поверхности образуются параллельно чередующиеся гребни и впадины — рисунок истирания. Истирание посредством скатывания может происходить лишь при определенном сочетании внешних условий и свойств резины.

Абразивный износ характеризуется наличием на поверхности истирания царапин, срезов и надрывов резины. Он возникает обычно на дорогах со щебенчатым покрытием и существенно отличается по величине и характеру от износа шин на асфальтобетонных дорогах.

В реальных условиях эксплуатации наблюдаем смешанный механизм износа. Суммарная интенсивность износа определяется соотношением его отдельных видов. При изменении условий эксплуатации соотношение отдельных видов износа и суммарная интенсивность износа могут существенно изменяться.

Под величиной износа понимается объем или вес резины, снятый вследствие ее взаимодействия с опорной поверхностью. Наибольшее значение имеет скорость износа протекторной резины и ее тенденция к разрушению, например к растрескиванию, до истечения нормального срока службы шины. Износ является следствием работы, постоянно производимой шиной по преодолению сил трения в условиях нормального качения колеса. Трение сопровождается выделением тепла. Величина температуры, развивающейся в трущихся поверхностных слоях, пропорциональна теплопроводности соприкасающихся материалов. При трении (особенно сухом) неметаллических материалов температура в поверхностных слоях может достигать 500—700° С. В изношенной поверхности протектора шины наблюдается увеличение процента сажи, что свидетельствует о выгорании каучука.

В качестве параметров, характеризующих антиизносные качества материала, рекомендуется принимать: динамические и температурные качества, модуль упругости и предел прочности на растяжение при кратковременных нагрузках, а также коэффициент трения. Динамические качества материала характеризуют его способность выдерживать нагрузку, изменяющуюся во времени, а температур-

ные — способность материала сохранять свои физико-механические показатели при изменении температуры. Антиизносные качества материала протектора не являются единственным фактором, определяющим износ шины в дорожных условиях. Известно, что срок службы шин одинакового качества, выраженный в километрах пробега, может значительно различаться в зависимости от условий работы. Это различие может быть больше, чем различие, соответствующее обычным колебаниям качества материала. На современном уровне развития техники эффект улучшения антиизносных качеств материалов протектора может выражаться лишь несколькими десятками процентов, тогда как внешние условия движения шины могут изменять величину работы трения в несколько раз.

Несмотря на это, улучшение антиизносных качеств шин имеет первостепенное значение. Оно должно идти в направлении широкого применения новых синтетических каучуков, специальных высокодисперсных печных саж, противостарителей, повышающих сопротивляемость истиранию, улучшенных рисунков протектора и т. д.

Износ шин зависит от давления воздуха, нагрузки, касательных сил, развала и схождения колес, конструкции шины, радиуса беговой дорожки, ширины профиля, рисунка протектора, угла нитей корда, близости брекерного пояса к поверхности контакта, ширины обода, типа автомобиля, характера вождения, типа и состояния дороги, температуры окружающей среды. Все указанные факторы влияют на величину перемещений элементов профиля шины, происходящих под определенным давлением в пограничном слое и между шиной и дорогой. Влияние всех этих факторов может быть оценено измерением работы трения в контакте.

Суммарное воздействие на износ шины работы трения и антиизносных качеств материала протектора может быть выражено следующей зависимостью:

$$И = aA,$$

где $И$ — величина полного износа шины, выраженная в уменьшении ее веса;

a — износ материала, отнесенный к единице работы трения. Он характеризует антиизносные качества материала протектора;

A — вся затраченная работа трения.

Повышение антиизносных качеств шин согласно приведенной зависимости может быть осуществлено как благодаря улучшению антиизносных качеств материала протектора (т. е. уменьшению износа, отнесенного к единице работы, кгс/л · с · ч), так и за счет уменьшения величины работы трения в пограничном слое.

Интенсивность усталостного износа $У$ шин при действии на колесо касательных нагрузок любого направления рекомендуется [18] оценивать следующей зависимостью:

$$Y = \frac{c_1 S \tau^{1+\beta t}}{2\pi R_c a (2 + \beta t)} \left(\frac{k}{c_2 \sigma_0} \right)^t \left(\frac{E f t}{1 - \mu^2} \right)^{t-\beta t-1}, \quad (27)$$

- где S — проскальзывание;
 τ — величина касательных напряжений;
 β — коэффициент шероховатости опорной поверхности;
 t — коэффициент усталости резины;
 c_1, c_2 — константы, зависящие от шероховатости опорной поверхности;
 R_c — статический радиус шины;
 a, k — опытные коэффициенты;
 σ_0 — сопротивление разрыву;
 E — модуль упругости;
 f_t — коэффициент трения;
 μ — коэффициент Пуассона.

Предложенная зависимость позволяет проанализировать влияние различных факторов на интенсивность износа шин. Так, коэффициент трения (сцепления) оказывает значительное влияние на величину работы трения в контакте. Согласно выражению (27) коэффициент трения в сложной степенной зависимости влияет на интенсивность износа шины. Такая зависимость хорошо объясняет положительное влияние смазки на уменьшение износа шин. Она показывает, что даже при небольших изменениях коэффициента трения величина износа шин может меняться во много раз. Если коэффициент сцепления мал, то при всех прочих равных условиях мала и работа трения, а также и мал износ протектора шины. Это наглядно подтверждается эксплуатацией шин на мокрых и скользких дорогах.

Коэффициент трения шины с дорогой несколько уменьшается с увеличением среднего удельного давления. Однако износ протектора и относительный износ на единицу работы при этом увеличиваются. опыты показывают, что сравнительные антиизносные качества материала протектора необходимо оценивать при равной величине работы трения.

Влияние величины и характера распределения удельных давлений в контакте на износ шины очевидно. Однако одни удельные давления еще не позволяют оценить износостойкость шины. Необходимо также знать величину и характер изменения касательных сил и перемещения элементов протектора в контакте.

Значение касательных сил с точки зрения оценки антиизносных качеств шины весьма велико. Эффект касательных сил различен в зависимости от того, действуют ли они в зонах высокого или низкого давления. В зонах высоких давлений большие значения касательных напряжений приводят к большим деформациям, которые могут повлечь за собой усталостные трещины в протекторе. Это особенно характерно для профилей шин с грунтозацепами, поэтому к материалу протектора таких шин предъявляют высокие требования в отношении склонности к образованию трещин.

В зонах более низких давлений большие касательные напряжения приводят к возникновению проскальзывания элементов протектора в контакте, к трению и износу протектора. Проскальзывание

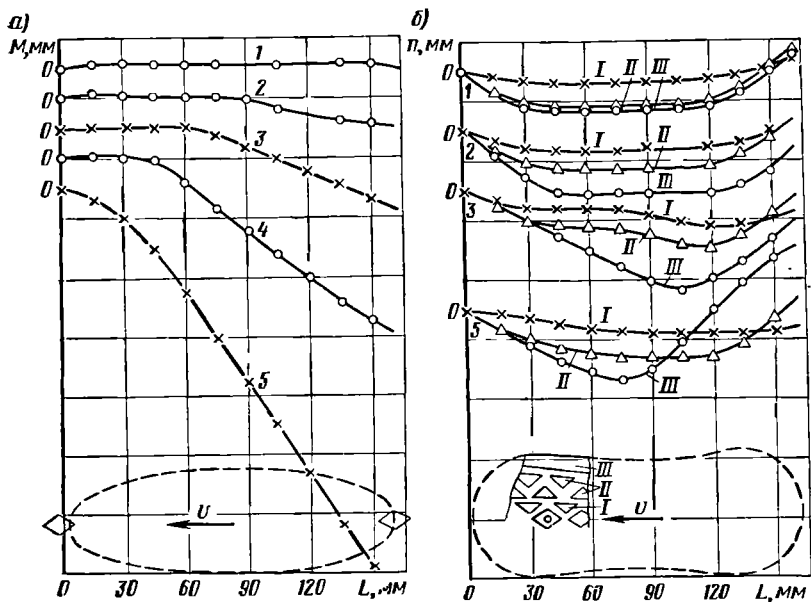


Рис. 73. Характер и величина проскальзывания элементов протектора вдоль и поперек контакта при режимных значениях окружного усилия:

a — проскальзывание M_B продольной плоскости контакта в миллиметрах; 1—5 — окружное усилие, равное соответственно 10, 40, 80, 120 и 160 кгс; 0 — начало отсчета; L — длина контакта, мм; v — направление движения колеса; *b* — проскальзывание n в поперечной плоскости контакта в миллиметрах, соответствующее продольным сечениям его I, II и III; 1, 2, 3 и 5 — то же, что и на *a*

элементов протектора в контакте при прочих равных условиях начинается тем раньше, чем меньше коэффициент сцепления колеса с дорогой.

Кривые, характеризующие путь проскальзывания элементов протектора в продольном и поперечном направлении контакта шины 6,00-16 тормозящего колеса, показаны на рис. 73. Они получены для шины с рисунком «шашки» и соответствуют давлению воздуха 3 кгс/см², нормальной нагрузке 350 кгс, окружным усилиям от 10 до 160 кгс и движению колеса по гладкой стеклянной поверхности. По оси абсцисс отложена длина L контакта шины, а по оси ординат — путь проскальзывания M и n «шашек» протектора в контакте. Путь проскальзывания центральной «шашки» O в направлении движения колеса равен M , а путь проскальзывания боковых «шашек» 1, 2, 3 в поперечном направлении — n . Для различных режимов испытаний размеры одной и той же «шашки» при входе в контакт получаются разными. Поэтому каждая кривая по оси ординат имеет самостоятельное начало отсчета, обозначенное O . Одно деление по оси ординат равно 10 мм. Стрелка v на графиках указывает направление движения оси колеса, а контурная линия контакта — границы входа в контакт и выхода из него «шашек» протектора.

Из рис. 73 видно, что с увеличением тормозного усилия увеличиваются путь и скорость проскальзывания «шашек» протектора в контакте. Скорость проскальзывания характеризуется углом наклона кривых к горизонтали. Проскальзывание происходит в основном в задней части контакта.

Из рассмотрения кривых пути поперечного проскальзывания «шашек» следует, что у ведомого и тормозящего колеса ширина передней части контакта несколько меньше, чем задней. Формы контакта шины ведомого и тормозящего колес в несколько утрированном виде соответствуют изображенным на рис. 74.

Сужение контакта в его средней части указывает на проскальзывание элементов протектора в направлении к средней линии OO . Действительно, элемент протектора, придя в соприкосновение с дорогой в точке I , за время перемещения оси колеса на половину длины контакта переместится к его центру на величину $ик$. Ширина средней части контакта с увеличением тормозного усилия вначале уменьшается, а затем начинает возрастать. Форма контакта зависит от конструкции шины, величины ее нормальной деформации и от режима движения колеса (ведущее, ведомое или тормозящее).

Для ведомого колеса при допустимых нагрузке G_k и давлении воздуха p_w форма контакта соответствует изображенной на рис. 74, а, а для сильно заторможенного — на рис. 74, з. У ведущего колеса контакт имеет более широкую переднюю часть по сравнению с задней. Зоны проскальзывания элемента протектора в контакте указанных колес заштрихованы.

Износ протектора зависит от кривизны беговой дорожки, насыщенности и высоты рисунка протектора, угла нити корда по короне и других факторов. Обычно при излишне большой кривизне протектора наблюдается неравномерный и интенсивный износ шины в середине беговой дорожки, а при малой кривизне — в плечевой зоне.

Сверхнизкопрофильные шины, имеющие недостаточно жесткий брекер, при работе увеличивают свои размеры по наружному диаметру. В результате при нагружении колеса нормальной нагрузкой средняя часть беговой дорожки шины оказывается менее нагруженной, чем более жесткие плечевые зоны. Это приводит к повышенному износу плечевых зон при относительно малом износе средней части беговой дорожки. В зоне контакта таких шин мембранные деформации сжатия оболочки переходят через максимум —

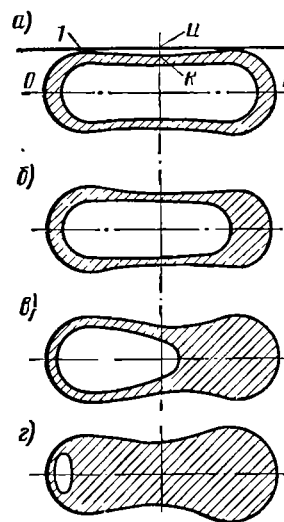


Рис. 74. Контакты шины движущегося колеса, соответствующие различным значениям тормозного усилия:

а — $P_z = 10$ кгс; б — $P_z = 20$ кгс; в — $P_z = 80$ кгс; г — $P_z = 160$ кгс

происходит выхлоп мембраны. Для обеспечения более равномерного износа шин по ширине протектора беговой дорожки при изготовлении шины придают форму обратной кривизны. Это позволяет избежать изменения знака мембранных напряжений оболочки шины в зоне контакта при качении колеса.

Износ уменьшается прямо пропорционально увеличению насыщенности рисунка протектора. Шины с рисунком протектора повышенной проходимости на дорогах с асфальтобетонным покрытием изнашиваются неравномерно и более чем в 2 раза быстрее шин с дорожным рисунком протектора.

Срок службы шины по износу протектора возрастает с увеличением глубины рисунка, но при этом повышается интенсивность износа в начальный период. Однако увеличение глубины рисунка протектора приводит к утяжелению шины, ухудшению ее теплового режима, повышению сопротивления качению, возрастанию момента инерции колеса, ухудшению устойчивости. Несмотря на это, некоторое увеличение толщины протектора шин грузовых автомобилей целесообразно, особенно при работе их по плохим дорогам, где повышение толщины протектора (в том числе подканавочного слоя) уменьшает динамические нагрузки, передаваемые на каркас шины. У шин же легковых автомобилей за последнее время наблюдается тенденция к уменьшению высоты рисунка протектора. Увеличение срока службы шины в таком случае рекомендуется осуществлять как за счет повышения износостойкости резины, так и за счет многократного возобновления или смены протектора. Такое направление экономически оправдано лишь при наличии высокой прочности каркаса шины, развитой сети усовершенствованных дорог и хорошо организованной системы ремонта шин.

Глубину рисунка протектора следует выбирать с учетом всех перечисленных выше факторов, и в первую очередь исходя из принятого расчета каркаса на заданную долговечность, кратности возобновления протектора и технико-экономического обоснования принятой глубины рисунка.

Применение широких ободьев не только повышает устойчивость автомобиля, но и одновременно снижает износ протектора. Ободья шириной 80% от ширины профиля покрышки дают уменьшение износа протектора на 22% по сравнению с износом протектора при применении ободьев шириной 65% от ширины профиля покрышки.

Износ шин в большой степени зависит от угла увода, угла наклона колеса, жесткости рулевого привода, наличия чрезмерно сильных усилителей рулевого колеса, колебания колес, дорожных и температурных условий. Известно, что наклон и увод колес встречаются очень часто в обычных условиях эксплуатации автомобиля. Они всегда возникают при движении на повороте и по наклонной плоскости. При движении на повороте колеса автомобиля катятся под углом увода к направлению движения, а кузов под действием момента центробежной силы получает поперечный наклон, который вызывает изменение плоскости вращения (наклона) колеса, особенно значительное (8—10%) при независимой подвеске колеса.

При наиболее распространенных кинематических схемах независимой подвески передних колес современных автомобилей управляемые колеса при боковых наклонах кузова наклоняются в сторону действия центробежной (боковой) силы. В этом случае боковая сила дополнительно увеличивается из-за наклона колес.

Качение колес с наклоном и уводом вызывает тявление в контакте сил и моментов, повышающих напряженность отдельных элементов протектора и предрасположенность их к проскальзыванию. Оно приводит к повышению мощности, затрачиваемой на преодоление сопротивления качению, увеличению расхода топлива и ускоренному износу протектора шин.

Исследования ряда авторов показывают, что между износом и уводом шины существует степенная зависимость с показателем степени, близким к трем [11]. Ввиду такого большого влияния увода на износ шин сходжение управляемых колес следует контролировать. Он должен быть по возможности минимальным. Проведенные опыты показали, что при прямолинейном движении автомобиля «Москвич-407» со скоростью 40 км/ч и сходом управляемых колес 85 мм новые шины 5,60-15 модели М-59 полностью изнашиваются за 46 км. При качении колеса с наклоном к вертикали износ протектора хотя и меньше, чем при качении с уводом, но также существенно повышается с увеличением угла наклона. Угол наклона колес в 6—8° равнозначен уводу примерно на 1°. Одновременно качение колеса с углом увода 2° и углом наклона 6° увеличивает износ протектора шины в 1,5—2 раза по сравнению с качением колеса с уводом, но без наклона. Износ протектора шины, вызванный как уводом, так и наклоном колеса, имеет пилообразный характер.

Снижение износа протектора шин можно добиваться как улучшением конструкции шины, так и совершенствованием конструкции автомобиля.

Износ протектора шины на мокрых и скользких дорогах существенно меньше, чем на сухих. На сухих дорогах износ протектора интенсивно возрастает с увеличением температуры окружающего воздуха. Это наглядно иллюстрируется опытными данными Кировского шинного завода по зависимости интенсивности износа шин

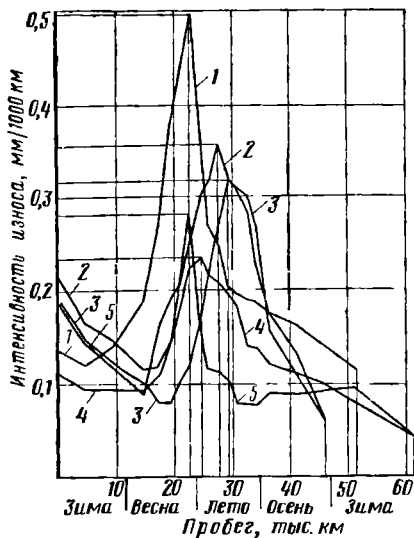


Рис. 75. Зависимость интенсивности износа рисунка протектора от времени года для различных моделей шин размера 8,25—20:

1—5 — соответственно шины ИК-6М, ИК-6, К-37А маркировки 41, К-37А маркировки 43 и К-37А серийная

от типа рисунка протектора, количества пройденных километров и времени года (рис. 75).

Как уже было отмечено, тяговые и тормозные нагрузки на колесах резко повышают интенсивность износа шин. Так, например, интенсивность износа шин по мере увеличения тяговой силы возрастает в степени примерно 2,2, а тормозной — в степени 2,6. Сильно сказывается на интенсивности износа шин применение автомобильных прицепов. В этом случае повышаются не только тяговые силы на ведущих колесах, но и тормозные силы на колесах автомобиля-тягача.

Приведенные материалы показывают, что к факторам, оказывающим наибольшее влияние на интенсивность износа шин, относятся увод, тормозные, тяговые силы и состояние опорной поверхности. Доля каждого из указанных факторов в степени износа шин определяется условиями и режимом движения. Износ протектора существенно снижается при правильном вождении автомобиля путем более плавного торможения и понижения скорости движения на повороте, при снижении дисбаланса и биения колесного узла. Установлено, что при нормальном управлении автомобилем износ шин за один день вследствие резких троганий с места и торможений, а также поворотов на большой скорости может быть эквивалентен пробегу 8000 км. При правильном управлении автомобилем такой износ наблюдается после шестимесячной эксплуатации.

11. СРОК СЛУЖБЫ ШИНЫ

Под сроком службы автомобильной шины понимается время, выраженное в единицах пройденного пути, в течение которого она может надежно работать в нормальных условиях эксплуатации. Срок службы зависит от конструкции и материала шины, от технологии ее производства и условий работы.

С течением времени конструкцию шины непрерывно улучшают, создают новые материалы, совершенствуют технологию производства, изменяют условия эксплуатации. Поэтому и срок службы шин в разные периоды развития техники не остается постоянным — он непрерывно увеличивается. К настоящему времени средний срок службы диагональных шин в США (без возобновления протектора) равен примерно: для грузовых автомобилей 80—100 тыс. км, для легковых 50—60 тыс. км, а для автобусов 100—120 тыс. км.

Известно, что в недалеком прошлом за срок службы автомобиля изнашивались три-четыре комплекта шин. Специалисты-шинники и автомобилисты прилагают много усилий к тому, чтобы срок службы шин приблизить к сроку службы автомобиля. Можно с удовлетворением отметить, что усовершенствование конструкций, применение новых материалов и совершенствование технологии производства шин приближает разрешение этой задачи. В настоящее время отечественной шинной промышленностью уже созданы шины 260-508 радиальной конструкции, срок службы которых на дорогах с усовершенствованным покрытием достигает 200 тыс. км.

Срок службы шины определяется в основном величиной нагрузки, приложенных к колесу, давлением воздуха p_w , шириной обода, на котором смонтирована шина, типом и состоянием дороги, условиями движения, наружной температурой.

При эксплуатации шина подвергается воздействию статических и динамических нагрузок. Величина динамической нагрузки, действующей на колесо, зависит от скорости движения, степени ровности дороги, величины массы неподрессоренных частей, жесткости подвески и шин. Она увеличивается с возрастанием неровности дороги, величины неподрессоренных масс, жесткости подвески и шин. Динамическая нагрузка при движении по неровным дорогам увеличивается почти пропорционально квадрату скорости.

Исследования А. К. Фрумкина показывают, что динамическая нагрузка, действующая на колесо, даже при движении автомобиля со средней скоростью на неровной дороге в 2—3 раза превышает приложенную к нему статическую нагрузку.

Динамические нагрузки значительно сокращают срок службы шин. Поэтому величину их нужно стремиться уменьшить. В условиях плохих дорог этого можно добиться уменьшением скорости движения и некоторым уменьшением давления воздуха в шинах. Известно, что срок службы шин одинакового качества в зависимости от дорожных и климатических условий колеблется в широких пределах.

На срок службы шины оказывает большое влияние величина приложенной к ней статической нагрузки. Исследованиями [11] установлено, что между сроком службы шины и действующей на нее нагрузкой существует зависимость, показанная на рис. 76.

Из рис. 76 видно, что недогрузка шины приводит к увеличению срока ее службы, а перегрузка — к уменьшению его. Уменьшение срока службы шины при ее перегрузке происходит в результате увеличения нормальной деформации шины и связанного с этим повышения напряжений в ее материалах. Перегрузка шины на 10% приводит к сокращению срока службы на 20%. В международной практике для получения высоких сроков службы нагрузку на шину задают обычно несколько (на 5—10%) меньше максимально допустимой. Такую нагрузку называют экономичной. Если срок службы шины при ее работе в условиях статических нагрузок определяется в основном сроком службы протектора, то при работе в условиях динамических нагрузок — прочностью каркаса.

Основными дефектами при работе шины в условиях динамических нагрузок являются разрыв каркаса и отслаивание протектора. В нашей стране выходят из эксплуатации по износу протектора в среднем 50—60% шин, по разрыву каркаса и эксплуатационным повреждениям — 35—40% и по расслоению каркаса и отслоению протектора — 10% шин от всех выбывших из эксплуатации.

Увеличением давления воздуха можно несколько компенсировать перегрузку шины. Однако такой метод компенсации перегрузки шины нельзя считать правильным, так как увеличение давления воздуха приводит к увеличению напряжений во всех ее элементах, осо-

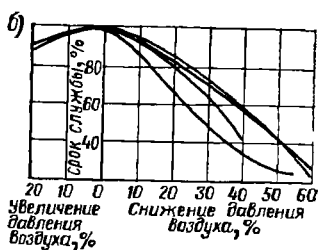
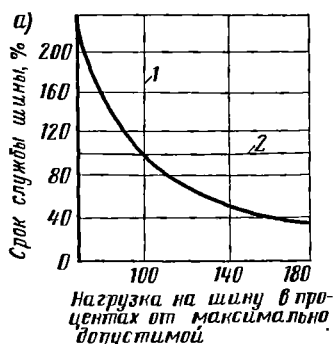


Рис. 76. Зависимость срока службы шины:

а — от нагрузки на шину; 1 — максимально допустимая на шину нагрузка; 2 — нормальный срок службы; б — от давления воздуха в шине (зависимости, полученные различными исследователями для разных шин)

бенно при движении по дорогам с покрытиями в плохом состоянии.

Давление воздуха оказывает большое влияние на срок службы шины (рис. 76, б). Для данной шины и данной нагрузки имеется определенное давление воздуха, при котором она имеет максимальный срок службы. Как уменьшение, так и увеличение давления воздуха от его оптимального значения приводит к уменьшению срока службы шины, причем уменьшение срока службы шины при повышении давления воздуха происходит в результате повышения напряжений в нитях корда и напряжений от сдвиговых деформаций в межкордной резине. При увеличении давления воздуха шина становится более жесткой, площадь контакта ее с дорогой уменьшается. Уменьшение площади контакта приводит к увеличению в нем напряжений.

Повышение жесткости шины на дорогах с покрытиями в плохом состоянии приводит к увеличению воспринимаемых колесом динамических нагрузок, создаются благоприятные условия для разрыва каркаса и отслоения протектора. У радиальных шин с металлокордным брекером и изношенным рисунком протектора (особенно при малой толщине подканавочного слоя) на щебенчатых дорогах наблюдается отслоение протектора и усталостное разрушение брекера. Это существенно снижает ремонтоспособность и общий срок службы шин.

Уменьшение срока службы шины при уменьшении давления воздуха в ней от его оптимального значения происходит в результате увеличения деформации шины. Большие деформации приводят к быстрой усталости материала и к быстрому повышению температуры шины.

Усталость материала оценивается числом циклов нагружений, которое он может выдерживать до разрушения. При деформации в материалах происходит ослабление молекулярных связей, разрыв наиболее напряженных цепей молекул и нитей. Это приводит к возникновению необратимых остаточных деформаций, появлению микротрещин, механического трения, интенсивному выделению тепла.

Развитие микродефектов вызывает прогрессирующее ослабление материала.

Опыты Г. С. Филько показывают, что у вышедших из эксплуатации шин из-за разрушения каркаса процент падения первоначальной прочности извлеченных из каркаса нитей корда очень мал, следовательно, разрушение обусловлено неоднородностью прочностных качеств, и в первую очередь неодинаковостью натяжения нитей; улучшение однородности материалов шин является существенным резервом повышения их срока службы.

Срок службы шины в большой степени зависит от скорости движения колеса [11]. С увеличением скорости движения колеса он значительно уменьшается. Наглядное представление об этом дают кривые рис. 77, полученные в результате испытания шин различными авторами.

Резкое уменьшение срока службы шин наблюдаем при больших скоростях движения колеса, т. е. при скоростях, превышающих 100 км/ч. Уменьшение срока службы шин при увеличении скорости движения колеса происходит в результате увеличения гистерезисных потерь, обусловленных увеличением числа циклов нагружений элементов шины в единицу времени, повышения рабочей температуры шины и связанного с этим уменьшения прочностных характеристик ее материалов, повышения динамических нагрузок при встрече шины с препятствием, которые приводят к разрушению каркаса и колебанию элементов профиля шины при их выходе из контакта.

Зависимость срока службы шины от наружной температуры при различных скоростях приведена на рис. 78. Срок службы шины увеличивается с уменьшением наружной температуры и скорости движения.

Срок службы шины в большой степени зависит от типа и состояния дороги, от конструкции автомобиля, от климатических условий, условий движения и от срока хранения шин.

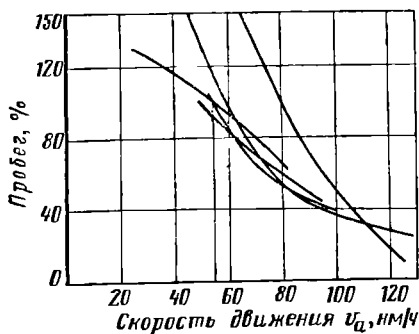


Рис. 77. Влияние скорости движения на износ шин (зависимости, полученные разными авторами для разных шин)

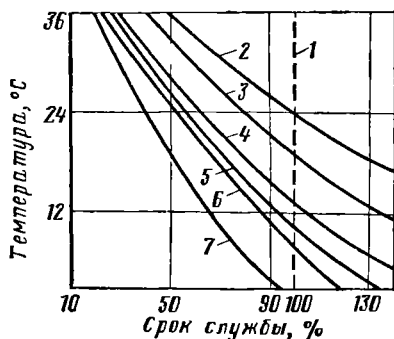


Рис. 78. Зависимость срока службы шины от наружной температуры при различных скоростях движения: 1 — нормальный пробег шины; 2 — скорость 35 км/ч; 3 — скорость 75 км/ч; 4 — скорость 90 км/ч; 5 — скорость 100 км/ч; 6 — скорость 110 км/ч; 7 — скорость 125 км/ч

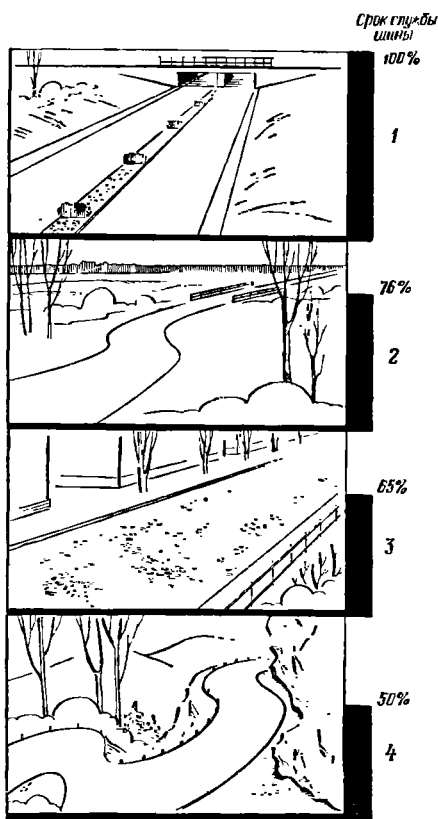


Рис. 79. Влияние покрытия дороги на срок службы шины:

1 — хорошая дорога (асфальтобетонное покрытие), срок службы шины 100%; 2 — холмистая и извилистая дорога в хорошем состоянии; срок службы шины 76%; 3 — неукрепленная дорога, срок службы шины 65%; 4 — горные дороги с различными покрытиями (брусчатка, щебенка), срок службы шины 50%

менее усовершенствованным покрытием — гравийные, булыжные, щебеночные (группа Б) — срок службы снижается на 25—30%, а на каменистых разбитых дорогах (группа В) срок службы шины составляет лишь 50% от срока службы шин на дорогах группы А. Влияние покрытия дороги на срок службы шины иллюстрируется также рис. 79 [34]. Срок службы шин зависит от правильности установки колес на автомобиле, от того, являются ли колеса управляемыми, ведомыми или ведущими, от подвески автомобиля, т. е. от величины углов наклона колес к дороге при движении на повороте, от числа поворотов.

Срок службы шины уменьшается с уменьшением ее наружного диаметра из-за того, что с уменьшением диаметра колеса увеличи-

На ровных и гладких покрытиях дорог срок службы шин определяется в основном сроком службы протектора, причем на мокрых и зимних дорогах износ протектора в несколько раз меньше, чем на сухих дорогах, особенно в летнее время. Для увеличения срока службы шин и улучшения их сцепных качеств на скользких дорогах новые шины на автомобиль целесообразно устанавливать на зиму. Это обусловлено, в частности, более высокой начальной интенсивностью износа и более высокими сцепными качествами новых шин.

На булыжных мостовых и разбитых дорогах ввиду динамического характера нагрузок, воспринимаемых колесом, срок службы шины меньше, чем на ровных и гладких поверхностях дорог. Он определяется прочностью каркаса и износостойкостью протектора. Из многочисленных наблюдений за эксплуатацией автомобильных шин в различных условиях их работы, проведенных НИИШП, следует, что если на дорогах с усовершенствованным покрытием — асфальтобетон (группа А) — срок службы шин принять за 100%, то на дорогах с

вается число циклов нагружений элементов шины на единицу пройденного пути.

При одной и той же скорости движения шины меньшего диаметра работают в более напряженных условиях.

Значительного увеличения срока службы шин можно достигнуть улучшением технологии их производства (строгого соблюдения развески ингредиентов, хорошего их смешивания, правильной пропитки корда, высококачественной сборки и вулканизации шин и улучшения физико-технических качеств материала внесением в них различных химических добавок).

В этой области имеются большие неиспользованные резервы для повышения качества шин.

Некоторое влияние на срок службы шин оказывает время их хранения. При длительном хранении шин происходит старение резинокордных материалов, т. е. ухудшение их физико-механических качеств, что приводит к уменьшению срока службы.

Значительное увеличение срока службы шин может быть достигнуто за счет применения шин радиальной конструкции. Срок службы шин радиальной конструкции грузовых автомобилей примерно в 2 раза выше срока службы диагональных шин тех же размеров. Для шин легковых автомобилей это увеличение составляет примерно 50%.

Изложенное показывает, что срок службы шин зависит от большого числа различных факторов. Правильный учет и использование их открывает значительные резервы для увеличения срока службы шин.

В каждой стране, исходя из учета опыта эксплуатации, качества выпускаемых шин, интенсивности их работы, климатических и дорожных условий, устанавливается для каждого типа шин определенный срок службы.

Для обеспечения надежности и безопасности работы шины каркас ее делают с достаточно высоким запасом прочности и работоспособности. Обычно работоспособность каркаса, оцениваемая в километрах пробега, значительно выше срока службы протектора. Чтобы реализовать срок службы по каркасу шины, изношенный протектор восстанавливают. Поэтому различают срок службы без восстановления протектора и полный срок службы с учетом одно-, двух- и трехкратного восстановления протектора. Соотношение между сроком службы каркаса и протектора зависит от условий эксплуатации шины. Он устанавливается конструктором при разработке шины и в некоторой степени определяется типом и глубиной рисунка протектора. Целесообразная глубина рисунка протектора должна определяться технико-экономическим расчетом, учитывающим все многообразие факторов, влияющих на срок службы шины и работу автомобиля.

Для обеспечения высокого срока службы шины необходимо строго соблюдать установленные в нашей стране правила эксплуатации автомобильных шин.

Поглощающая способность шины. Колебание нагрузки, приложенной к колесу, вызывает изменение деформации шины и гистерезисных потерь в ее материалах, а также трение в контакте. Свойство шины рассеивать часть энергии, передаваемой через нее при колебаниях, принято называть поглощающей или демпфирующей способностью. Эта способность шины неодинакова при колебаниях ее деформации в вертикальном, продольном и боковом направлениях.

Наибольший практический интерес имеет и наиболее полно исследована поглощающая способность шины при вертикальных колебаниях нагрузки.

Под действием разового внешнего возбуждения возникают вертикальные затухающие колебания 1 (рис. 80) колеса на пневматической шине с собственной частотой колебания системы. Интенсивность уменьшения амплитуды этих колебаний характеризуют декрементом затухания ν , т. е. показателем степени огибающей кривой 2 (рис. 80).

Логарифмический декремент затухания

$$\nu = \ln \frac{a_n}{a_{n+1}} \text{ или } \nu = \ln \frac{a_{n+1}}{a_{n+2} + a_{n+3}},$$

где a_n — амплитуда затухающих колебаний.

Относительный коэффициент затухания шины равен $\psi = \frac{\nu}{2\pi}$.

Коэффициент K демпфирования шины равен удвоенному произведению логарифмического коэффициента затухания на массу m колеса, т. е. $K = 2\nu m$. Он неодинаков для невращающегося колеса и движущегося с определенной скоростью. Опыты показывают, что для невращающегося колеса поглощающая способность шин значительно больше, чем для катящегося с определенной скоростью. При одной и той же амплитуде колебания нагрузки поглощающая способность шины при качении ее со скоростью 100 км/ч примерно

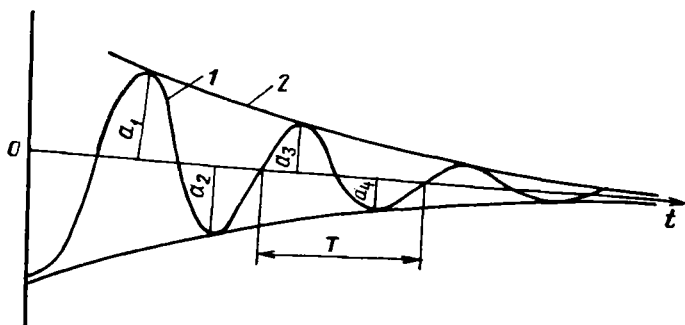


Рис. 80. Схема свободных колебаний колеса на шине: a_{1-4} — амплитуды колебаний; T — период колебаний; t — время

в 10 раз меньше, чем для невращающейся шины. Если для невращающейся шины поглощающая способность ее мало зависит от частоты колебаний (несколько возрастая при больших частотах), то для катящейся шины способность ее рассеивать энергию возрастает с увеличением частоты колебаний. Согласно опытам [17, 35], отношение энергии рассеивания при вертикальных колебаниях катящегося колеса к энергии рассеивания некатящегося колеса с шиной 12.00—18 характеризуется зависимостью, показанной на рис. 81. По характеру протекания процесса следует различать собственные затухающие колебания шины и вынужденные ее колебания с определенной амплитудой и частотой. Первые происходят при практически постоянной частоте, но убывающей амплитуде.

При вертикальных колебаниях невращающегося колеса поглощающая способность шины обычно пропорциональна скорости деформации элементарных масс шины (кривая 1 рис. 82). В процессе качения колеса при вертикальных колебаниях указанная скорость суммируется со скоростью радиального перемещения элементарных масс беговой дорожки шины.

Последняя в области передней части контакта действует в одном направлении, а в задней части контакта — в другом (кривая 2, рис. 82). В средней области контакта скорость деформации элементов шины проходит через нулевое значение. Величина и характер изменения скорости деформации элементарных масс беговой дорожки зависит от скорости качения колеса.

При вертикальных колебаниях катящегося колеса поглощающая способность шины поэтому должна быть пропорциональна суммарной скорости деформации ее элементарных масс (кривая 3, рис. 82).

В основу выполненных исследований демпфирования автомобильных шин была положена механическая модель рис. 83, а [49].

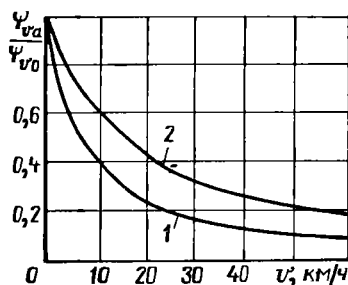


Рис. 81. Относительные потери в шине при вертикальных колебаниях катящегося колеса:

1 — $\omega = 21^\circ\text{C}$; 2 — $\omega = 43^\circ\text{C}$

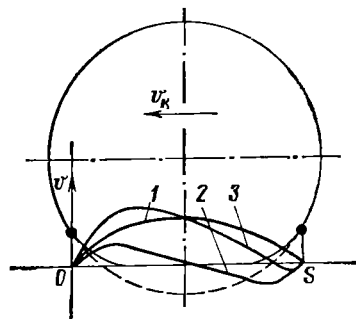


Рис. 82. Схема распределения скоростей элементарных масс шины при вертикальных колебаниях катящегося колеса для случая, когда скорость радиальной деформации шины больше скорости деформации элементарных масс беговой дорожки:

1 — эпора скоростей радиальных деформаций элементарных масс шины; 2 — эпора скоростей радиальных деформаций элементарных масс беговой дорожки; 3 — суммарная эпора скоростей деформаций элементарных масс шины; v — скорость деформации элемента шины; v_k — скорость качения колеса; S — путь

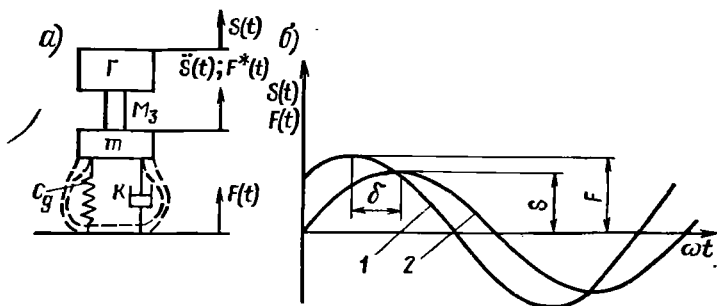


Рис. 83. Механическая модель колебаний колеса на пневматической шине (а) и схема изменения силы и деформации шины по времени (б):

m — масса колеса; M_3 — месдоза; Γ — гидропульсатор; 1 — изменение силы $F(t)$; 2 — деформация $S=S(t)$ шины; δ — фазовый сдвиг

в которой гармоническому воздействию силы $F(t)$ соответствовала гармоническая деформация $S(t)$. Для упрощения измерялось не усилие в пятне контакта $F(t)$, а усилие в диске колеса $F^*(t)$ с учетом массы колеса m , приведенной к точке контакта шины с опорной поверхностью.

Для этой модели можно записать уравнение

$$m\ddot{S} + K\dot{S} + c_d S = F^*. \quad (1)$$

Замер F^*t осуществляется месдозой в зоне между массой m и гидропульсатором с электрогидравлическим регулированием. Коэффициенты уравнения c_d и K характеризуют соответственно динамическую жесткость и демпфирование. Если известна m и замерено $\dot{S}(t)$, можно определить силу в пятне контакта

$$F = F^* - m\dot{S} = K\dot{S} + c_d S.$$

У пневматической шины из-за наличия внутренних потерь и трения в контакте между амплитудой динамической нагрузки F и амплитудой деформации S наблюдается сдвиг фаз δ (рис. 83, б). Причем $\operatorname{tg} \delta = d = \frac{\omega K}{c_d}$, где ω — круговая частота приложения нагрузки.

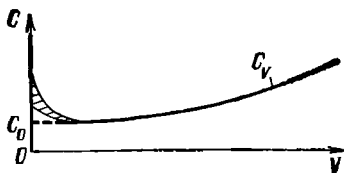
В технологии резин величину d называют коэффициентом потерь. По своему физическому смыслу он сходен с логарифмическим декрементом затухания колебаний.

Динамическая жесткость шины c_d определяется следующей зависимостью:

$$c_d = c_0 a_v |a|_d \frac{1}{\sqrt{1+d^2}},$$

где c_0 — жесткость невращающейся шины при отсутствии вертикальных колебаний.

Рис. 84. Зависимость жесткости шины от скорости v ее качения



$c_0 = \frac{F_0}{S}$, где F_0 — статическая нагрузка; S — прогиб шины. За начальную жесткость шины в работе [49] принята жесткость c_0 при $v \rightarrow 0$, т. е. за область падения жесткости (рис. 84);

$a_v = \frac{c_v}{c_0}$ — коэффициент изменения жесткости шины за счет скорости качения колеса;

$|a|_d$ — абсолютный коэффициент повышения жесткости шины;

$|a|_d = \frac{\hat{F}}{a_v F_0}$, где F — комплексная амплитуда усилия.

Коэффициент демпфирования K определяется зависимостью

$$K = c_0 a_v |a|_d \frac{1}{\omega} \cdot \frac{d}{\sqrt{1+d^2}},$$

где ω — круговая частота изменения нагрузки.

Для диагональной шины 6.40—13 зависимость коэффициента потерь d от круговой частоты изменения нагрузки при различных скоростях качения колеса приведена на рис. 85.

С увеличением скорости коэффициент потерь d значительно повышается в диапазоне от $v=0$ до $v=30$ км/ч.

Большему давлению в шине соответствует несколько меньшая величина a . По-разному проявляется влияние частоты возбуждающего усилия.

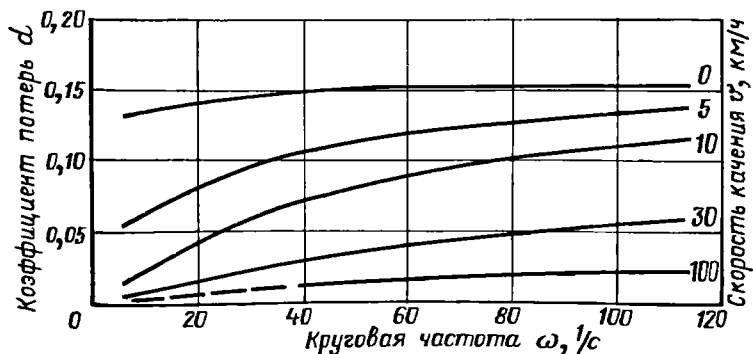


Рис. 85. Зависимость коэффициента потерь d от круговой частоты колебания нагрузки для различных скоростей качения колеса: диагональная шина 6,40—13, нагрузка 400 кгс, давление 1,7 кгс/см²

При скоростях качения, близких к нулю, коэффициент d можно считать не зависящим от частоты; только при уменьшении частоты возбуждающего усилия ниже $\omega = 40 \frac{1}{c}$ отмечается заметное падение величины d . При скорости 100 км/ч отмечается небольшое пропорциональное увеличение d с ростом ω .

При частотах $\omega = 80 \frac{1}{c}$ (близких к резонансным частотам оси)

и средней величине давления в шине для радиальных шин при отсутствии вращения колеса $d = 0,10 \div 0,13$, для тех же условий у диагональных шин $d = 0,14 \div 0,20$. Увеличение давления в шине на 20% приводит к снижению d на 5–10%. На коэффициент потерь радиальных шин не влияет величина предварительной нагрузки, у диагональных — повышение статической нагрузки на 25% приводит к увеличению d на 10%.

Для образцов шинных резин $d = 0,10 \div 0,15$, т. е. значение, близкое к таковому для радиальных шин. Таким образом, большее значение d для диагональных шин объясняется суммированием потерь демпфирования в материале и дополнительных потерь на трение в пятне контакта. При увеличении скорости вращения колеса d уменьшается; при $v = 100$ км/ч и $\omega = 80 \frac{1}{c}$ значение d составляет около 10% от значения d при неподвижном колесе.

При высоких скоростях не отмечено заметного влияния давления в шинах, статической нагрузки и амплитуды переменной нагрузки на величину d .

Отмечается выше пропорциональная зависимость между d и ω при высоких скоростях свидетельствует об увеличении демпфирования с ростом ω .

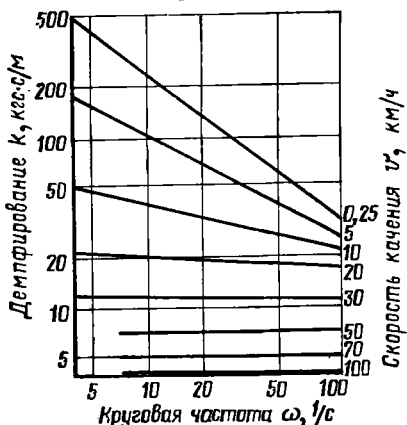


Рис. 86. Зависимость коэффициента демпфирования K от круговой частоты ω колебания нагрузки для различных скоростей качения диагональной шины 6,40—13: $G_k = 400$ кгс, $p_w = 1,7$ кгс/см²

Зависимость коэффициента демпфирования диагональной шины 6.40—13 от его круговой частоты изменения нагрузки при различных скоростях качения колеса приведена на рис. 86. Из рис. 86 видно, что в двойных логарифмических координатах существует линейная зависимость K от ω . С увеличением ω в диапазоне скоростей качения колеса от 0 до 30 км/ч коэффициент K уменьшается. При больших значениях скорости K практически не зависит от ω . Коэффициент демпфирования уменьшается с увеличением скорости качения колеса.

Сглаживающая способность шины. Пневматическую шину можно схематично представить в ви-

де большого количества однотипных радиально расположенных пружин, связанных между собой пружинами в окружном и поперечном направлениях. Приложенная к колесу нормальная нагрузка воспринимается в зоне контакта определенным количеством пружин. Количество участвующих в восприятии одной и той же нормальной нагрузки пружин и величина их сжатия будут зависеть для одной и той же шины от формы и размеров поверхности, с которой она взаимодействует. Поэтому перемещение оси катящегося колеса по неровностям не копирует их профиль.

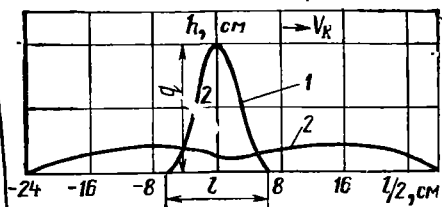


Рис. 87. Траектория оси колеса с шиной 12,00—18 при нормальной нагрузке и давлении при переезде неровности высотой 4 см и длиной 12 см со скоростью 0,01 м/с:

1 — косинусоидальная неровность; 2 — траектория подъема оси колеса; h — величина подъема оси колеса

Перемещение оси колеса в таких случаях обычно меньше высоты неровности q , а взаимодействие неровности с шиной происходит на большей длине, чем длина неровности l (рис. 87). Свойство шины уменьшать подъем оси колеса по сравнению с высотой преодолеваемой неровности и увеличивать зону действия неровности на колесо называют сглаживающей способностью шины. Для среднегабаритных шин грузовых автомобилей сглаживающая способность их проявляется на неровностях длиной до 200 см. Такие неровности называют короткими.

Исследование реальных автомобильных дорог [17] показало, что 50—90% неровностей имеют длину до 200 см и высоту до 10 см (рис. 88).

В работе [17] показано, что на вершинах косинусоидальных неровностей высотой 10 см и длиной от 10—200 см (ширина

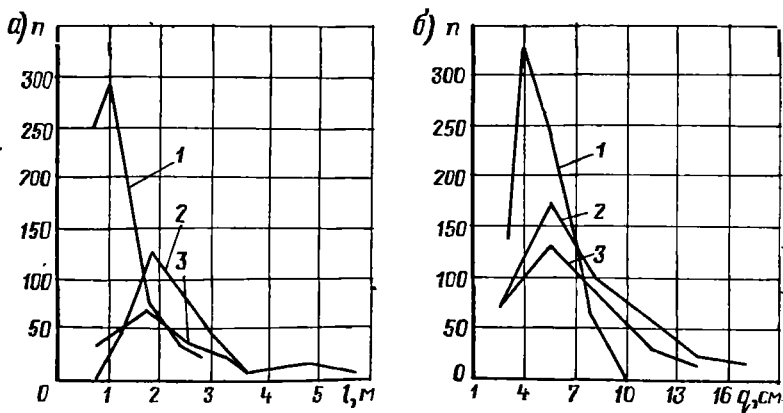


Рис. 88. Распределение неровностей на 1 км пути:

а — по длине; б — по высоте; 1 — изношенного булыжного шоссе; 2 — разбитой грунтовой дороги; 3 — грунтовой дороги; n — вероятность появления неровностей

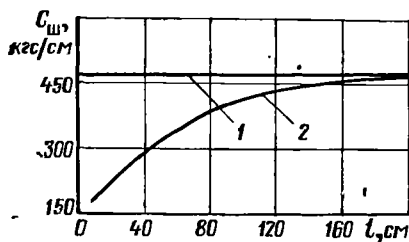


Рис. 89. Радиальная жесткость $C_{ш}$ шины 12.00—18 на вершинах конусоидальных неровностей высотой 10 см: 1 — жесткость на горизонтальной поверхности; 2 — жесткость на вершинах неровности; l — длина неровности

неровности больше ширины профиля шины) жесткость шины 12.00—18 при давлении 2,8 кгс/см² progressively увеличивается с увеличением длины неровности (рис. 89). При длине неровности меньше длины контакта шины (меньше 36 см) она составляет от 20 до 50% величины жесткости, определенной на горизонтальной поверхности. При длине неровности 200 см и более она практически равна жесткости шины на горизонтальной поверхности.

Сглаживающая способность шины зависит от жесткости покрышек, давления воздуха в шине, нагрузки, приходящейся на колесо, скорости движения, формы и размеров неровности, размеров колеса.

С увеличением скорости движения по одной и той же неровности перемещение оси колеса уменьшается, но при этом возникает сила, которая вызывает дополнительный изгиб шины.

Таким образом, сглаживающая способность шины проявляется в уменьшении вертикального перемещения оси колеса по сравнению со значением ординаты профиля неровности в зоне ее вершины или уменьшении приращения вертикальной силы в этой же зоне при заданной скорости движения, а также в увеличении зоны воздействия неровности по сравнению с ее длиной.

Под зоной воздействия неровности понимается длина, на которой сохраняется соприкосновение шины с поверхностью неровности. На неровностях длиной более 200 см величина приращения силы на оси колеса пропорциональна высоте профиля неровности, а траектория оси колеса практически копирует профиль неровности, т. е. сглаживающая способность шины не проявляется.

С уменьшением длины короткой неровности отношение зоны воздействия неровности к ее длине увеличивается, а величины приращения вертикальной силы на оси колеса и перемещение оси колеса на вершине неровности уменьшаются. Сглаживающая способность шины оказывает большое влияние на плавность хода автомобиля.

13. КАЧЕНИЕ ПО МЯГКОЙ ОПОРНОЙ ПОВЕРХНОСТИ

Взаимодействие пневматической шины с грунтом характеризуется более сложным по сравнению с твердой дорогой процессом деформирования как самой шины, так и грунтового основания. Под действием приложенных к катящемуся колесу вертикальной нагрузки, собственного веса, горизонтальных сил и крутящего момента в грунте возникает сложное поле напряжений, вызывающее его деформацию в вертикальном, продольном и боковом направлениях.

Равнодействующая приложенных к колесу сил направлена под углом к вертикали.

Сила сопротивления качению шины по грунту складывается обычно из потерь на деформацию грунта и потерь на деформацию шины, т. е. $P_f = P_r + P_{ш}$.

Сила P_r расходуется в основном на деформацию грунта — образование колеи. Сила же $P_{ш}$ обусловлена лишь сопротивлением качению самой шины, соответствующим примерно качению ее по твердой опорной поверхности с деформацией h , равной деформации шины на грунте.

Сила сцепления шины с грунтом равна сумме сил зацепления и трения $T_{сц} = T_{\tau} + T_q$.

Сила T_{τ} определяется суммарной величиной упорных реакций грунтозацепов в контакте и зависит от высоты и шага грунтозацепов, ширины беговой дорожки и характеристик грунта. Составляющая T_q представляет собой силу трения выступов протектора и боковин о грунт. Ее приближенно можно представить в виде произведения суммарной составляющей вертикальных удельных сил q , равной G_k , на коэффициент насыщенности рисунка протектора k и коэффициент трения резины о грунт β , т. е. $T_q \approx \beta k G_k$.

Величина крутящего момента M_k , приложенного к колесу, в силу малости h по сравнению с наружным радиусом R_n шины приближенно равна $M_k \approx R_n (T_{сц} + P_{ш})$.

Учет деформации шины дает более точный результат. Однако и в этом случае допускается определенная ошибка, так как точка приложения равнодействующей горизонтальных составляющих касательных сил располагается несколько выше дна колеи.

Сила же тяги на ведущем колесе равна $T = T_{сц} - P_r$.

Все указанные выше силы имеют сложную функциональную зависимость от конструктивных параметров шины, ее нагрузочных характеристик, режима работы и характеристик грунта.

Введем понятие коэффициента буксования α как отношение (в процентах) скорости скольжения v_c контактной зоны протектора шины относительно недеформированной опорной поверхности к минимальной скорости движения протектора v в контакте относительно оси колеса, т. е.

$$\alpha = \frac{v_c}{v} 100\% = \frac{S_r - S_d}{S_r} 100\%,$$

где $S_r = 2\pi r_k$ — теоретический путь, который колесо могло бы пройти за один оборот при отсутствии буксования;

r_k — радиус качения ведомого колеса на твердой дороге при деформации шины, равной h ;

S_d — действительный путь, проходимый колесом за один оборот.

Принимая во внимание, что за каждый оборот колеса вследствие деформации сдвига грунта происходит потеря пути, равная произведению числа грунтозацепов на единичное смещение δ_0 грунта под набегающим грунтозацепом, т. е. $\frac{2\pi r_k}{S_r} \delta_0$,

получим: $S_d = 2\pi r_k \left(1 - \frac{\delta_0}{S_r}\right)$,

где S_r — шаг грунтозацепов.

Тогда $\alpha = \frac{\delta_0}{S_r} 100\%$.

Коэффициент буксования α учитывает потерю скорости колеса как за счет уплотнения, так и за счет разрушения грунта.

В каждой точке контакта катящегося колеса деформация грунта происходит в вертикальном, продольном и боковом направлениях. Соотношение между указанными направлениями деформации зависит от величины и направления действия нагрузки, формы, размеров, жесткости колеса, типа и состояния грунта. Вертикальные деформации грунта являются основными, определяющими потери на колеобразование.

Они уменьшаются с увеличением скорости движения и первоначального уплотнения грунта.

Продольные сдвиги грунта имеют наибольшее значение под осью колеса на ширине протектора и захватывают слой толщиной 10—15 см от дна колеи [29]. Величина продольных смещений зависит от размеров колеса, приложенных к нему нагрузок, скорости движения и плотности грунта.

Величина сдвигов возрастает с увеличением скорости движения автомобильного колеса.

Боковое выпирание проявляется в малой степени на сильно уплотняемых грунтах. Оно тем больше, чем менее уплотняем грунт. Образование колеи за счет бокового выпирания грунта наиболее четко проявляется при влажностях грунта более 0,65—0,7 от предела текучести. В этом случае грунт деформируется как однородное малосжимаемое тело. Сбоку и впереди колеса образуются валики выпирания.

Чем меньше воздействие колеса на грунт, тем слабее проявляется процесс бокового выпирания грунта.

Рассмотрим кратко напряжения, возникающие в грунте при качении колеса диаметром D . Изолинии равных напряжений в грунте, деформированном катящимся цилиндрическим жестким колесом при глубине колеи $= 0,1D$, сопротивлении грунта вдавливанию $C = 100/D$ кгс/см, $\mu = 1$ и коэффициенте сопротивления качению колеса в ведомом режиме, равном 0,3, показаны на рис. 90 [2]. Боковая сила при качении колеса отсутствует. Максимум напряжений у ведущего и ведомого колес сдвинут вперед по отношению к вертикальной плоскости, проходящей через ось колеса. У ведущего колеса нормальные напряжения несколько больше, чем у ведомого, и распространяются на большие объемы грунта. Следовательно, приложенный к колесу момент увеличивает вертикальные напря-

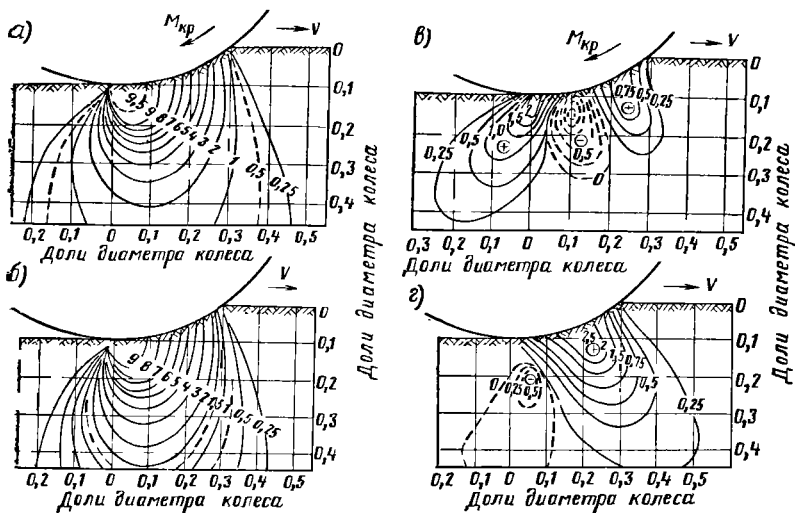


Рис. 90. Напряжения в грунте, деформируемом катящимся колесом:

a — вертикальные напряжения под ведущим колесом; *б* — то же, под ведомым колесом; *в* — горизонтальные напряжения под ведущим колесом; *г* — то же, под ведомым колесом. Знаки + и — указывают направление действия напряжений в грунте

жения и деформации грунта. Схематически это показано на рис. 91 [28], где приведены кривые распределения вертикальных напряжений от действия нормальных контактных напряжений (рис. 91, *a*), касательных напряжений (рис. 91, *б*) и суммарная эпюра (рис. 91, *в*). Эпюры рис. 91, *a*, *б* в действительности смещены относительно

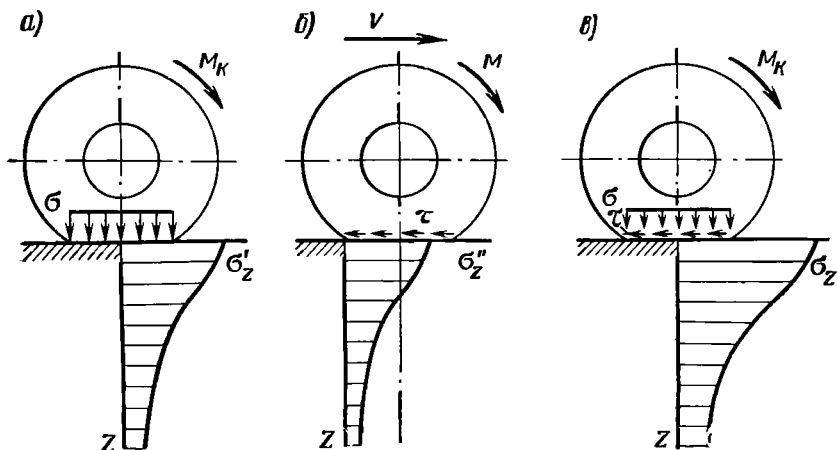


Рис. 91. Распределение напряжений в грунте

друг друга. Для упрощения принять, что они совпадают и характеризуют распределение по центру контакта.

Сопоставление полей вертикальных напряжений в грунте под катящимся колесом и под плоским штампом показывает, что они очень близки между собой, особенно в задней части контакта. Это свидетельствует о возможности распространения с некоторым допущением законов деформирования грунта под плоским штампом на деформирование под катящимся колесом.

Горизонтальные напряжения σ_x в грунте у ведущего и ведомого колес (см. рис. 90, в, г) распределяются по-разному. У ведущего колеса максимум горизонтальных напряжений расположен в передней и задней частях контакта. Эти напряжения в передней части контакта меньше, чем в задней. В средней части контакта расположена нейтральная зона или зона с небольшими отрицательными напряжениями, т. е. напряжениями, действующими в противоположном направлении.

У ведомого колеса максимум горизонтальных напряжений расположен впереди плоскости, проходящей через ось колеса, и направлен в сторону движения. Наибольшие по величине отрицательные напряжения наблюдаем в задней части контакта. В передней части контакта напряжения у ведомого колеса значительно больше, чем у ведущего колеса. Это обусловлено тем, что сила тяги ведущего колеса действует в противоположном направлении по сравнению с силой сопротивления качению ведомого колеса. Она уменьшает деформацию грунта в направлении движения, но повышает его уплотнение в вертикальном направлении.

Несмотря на наличие касательных сил, обусловленных крутящим моментом, у ведущего так же, как и у ведомого колеса в передней части контакта преобладают горизонтальные напряжения, деформации уплотнения и сдвига грунта, действующие в направлении движения. Это является главным отличием деформируемости грунта под жестким колесом по сравнению с плоским штампом.

При качении колеса в его передней части расположен грунтовой клин ABB (рис. 92). Накатываясь, колесо сжимает грунт и заставляет его деформироваться в вертикальном, горизонтальном и боковом направлениях. С увеличением глубины колеи (высоты клина BB) деформации грунта в горизонтальном направлении возрастают, что нередко приводит к возникновению бульдозерного эффекта — нагребанию грунта перед колесом.

На уплотняемых грунтах боковое выпирание грунта относительно невелико, а на влагонасыщенных и пластичных грунтах этот вид деформации резко возрастает. Грунт почти не уплотняется и при движении колеса выжимается в направлении движения и выпирается в стороны.

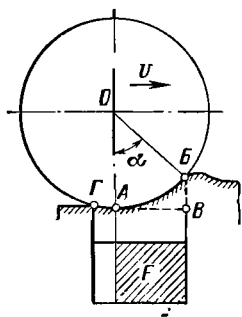


Рис. 92. Схема качения жесткого цилиндрического колеса по мягкому грунту

Увеличение ширины колеса затрудняет боковое выпирание грунта, повышает деформацию грунта в направлении движения.

Проекция поверхности контакта жесткого цилиндрического колеса с грунтом на горизонтальную плоскость имеет прямоугольную форму.

Контакт не имеет плоской зоны. Участок AG является зоной восстановления упругих деформаций грунта. На этом участке контакта давления, приложенные от грунта к колесу, ничтожно малы и их обычно не принимают в расчет.

Угол α является углом атаки колеса. Чем больше этот угол, тем больше результирующая горизонтальных напряжений, т. е. тем больше деформация грунта в горизонтальном направлении и тем меньше напряжения вертикального уплотнения.

Если горизонтальные силы превышают внутреннее трение в грунте, то наряду с уплотнением происходит и сдвиг грунта в направлении движения.

С увеличением скорости движения повышается динамическая прочность грунта, что сопровождается уменьшением вертикального уплотнения грунта.

Несмотря на это, возрастают деформации сдвига грунта в направлении движения и бокового выпирания.

У катящегося колеса линия действия равнодействующей всех сил направлена под некоторым углом к вертикали. Из механики грунта известно [2], что при отклонении направления приложения нагрузки от вертикали сопротивление грунта деформированию под штампом уменьшается, в результате чего сопротивление грунта деформированию под катящимся колесом меньше, чем под плоским штампом.

Схемы взаимодействия с грунтом ведомого автомобильного колеса с шиной обычной конструкции соответственно при глубине колеи больше высоты профиля шины показаны на рис. 93 и при глубине колеи меньше половины высоты профиля шины — на рис. 94.

В отличие от жесткого цилиндрического колеса профиль автомобильного колеса имеет клиновидную форму с углом при вершине 2α (рис. 94, б). В области плечевых зон протектора в грунте возникает концентрация местных напряжений, способствующая погружению колеса в грунт.

При погружении в грунт шина опирается не только протектором, но и боковинами, что приводит к значительному увеличению опорной площади колеса, уменьшению деформации шины. По результатам исследований шина при взаимодействии с мягким грунтом имеет форму, показанную на рис. 93, а, б. Эта форма мало отличается от формы шины при качении по твердой дороге. Опора на грунт боковинами приводит к некоторому увеличению их деформации в надконтактной зоне.

Шины высокого давления на очень мягком грунте почти не деформируются и при качении колеса ведут себя подобно жесткому телу. Их колея имеет форму, обозначенную пунктиром на рис. 93, в, и площадь контакта $EMPLD$ (см. рис. 93, г).

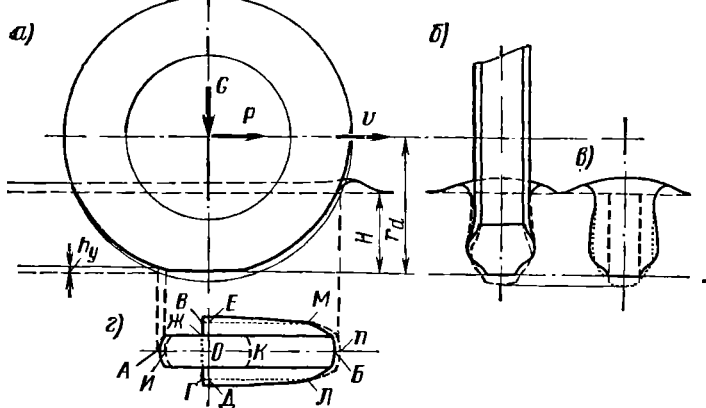


Рис. 93. Схема взаимодействия автомобильного колеса с грунтом при погружении его на глубину, большую высоты профиля шины:

a — в продольной плоскости; *б* — в поперечной плоскости; *в* — форма профиля колес в поперечной плоскости; *з* — форма контакта (вид сверху); *G* — нагрузка; *P* — толкающая сила; *v* — скорость движения; *H* — глубина колес; *r_d* — динамический радиус; *h_y* — остаточная упругая деформация грунта; *h* — деформация шины

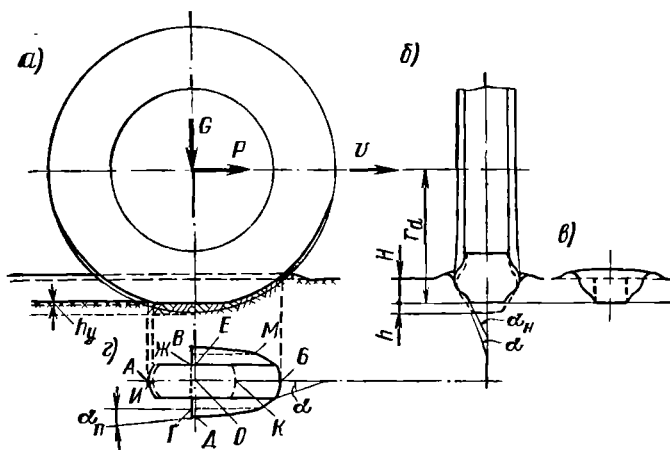


Рис. 94. Схема взаимодействия автомобильного колеса с грунтом при погружении его на глубину, меньшую половины высоты профиля шины:

a, *б*, *в* и *з* — обозначают то же, что и на рис. 93

На более плотных грунтах пневматическая шина деформируется, но ее деформация значительно меньше, чем на твердой дороге. При одной и той же нагрузке разница в величинах радиальной деформации шины на твердом покрытии и грунте зависит от жесткости шины, ее размеров и несущей способности грунта.

Радиальная деформация шин на твердом и мягком грунте при заданной нагрузке увеличивается с уменьшением размера шин и понижением давления воздуха в них (рис. 95). Деформация шин уменьшается с уменьшением несущей способности грунта. На пахоте она меньше, чем на сухом песке, а на сухом песке меньше, чем на асфальтобетонном покрытии. Разность в деформациях шин при работе на мягких грунтах и на дороге с усовершенствованным покрытием тем меньше, чем правильнее выбран размер шины для этих условий, т. е. шина должна удерживаться на поверхности грунта при незначительном погружении в него, обеспечивая так называемую флотацию колеса.

Приведенные на рис. 95 опытные данные соответствуют испытаниям на мягких грунтах шин 11,00—18 и 14,00—18 с регулируемым давлением воздуха.

Деформация испытуемых шин при давлении воздуха в них 1,0—2,5 кгс/см² на песке, пахоте и снеге меньше, чем на твердой дороге, соответственно на 15—25%, 30—50% и 40—55%.

При заданной нагрузке на одном и том же грунте глубина колеи увеличивается с уменьшением размера шин и повышением давления воздуха в них.

Примерно 70—80% глубины колеи образуется передними колесами (при первом проходе колеса).

Сопротивление качению колеса при его движении по грунту зависит не только от глубины колеи, но и от плотности и объема деформируемого грунта.

Деформация шины на мягком грунте приводит к увеличению угла клина профиля в вертикальной плоскости от 2α до $2\alpha_k$ (см. рис. 94, б) и появлению конусности профиля в продольной плоскости (угол α_n на рис. 94, г). При этом проявляется собирательный эффект шины, который приводит к уплотнению грунта от краев к середине контакта. Увеличение клинообразности профиля шины (угла α) способствует уменьшению деформации грунта в вертикальном направлении, а появление конусности профиля в горизонтальном направлении способствует уплотнению и сдвигу грунта в боковом направлении.

При большом погружении колеса профиль колеи, образованный деформированной шиной, показан сплошной линией на рис. 93.

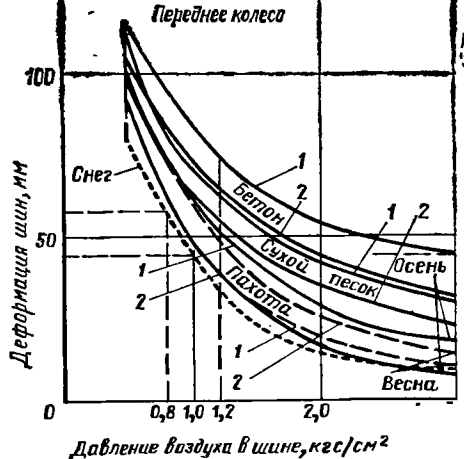


Рис. 95. Зависимость деформации шин от давления воздуха в них при движении по различным мягким грунтам:

1 — шина 11,00—18, 2 — шина 14,00—18

В верхней части он имеет меньшую ширину, чем в нижней. Это способствует выпиранию грунта внутрь колеса (см. рис. 93, б) и повышению трения между шиной и грунтом в зоне выхода из контакта. Этот эффект достаточно сильно проявляется на переувлажненных и пластичных грунтах. На уплотняемых грунтах его можно не учитывать, особенно в связи с уменьшением конусности профиля при выходе из контакта. Контакт деформированной шины на мягком грунте (особенно с твердым подслоем) состоит из плоской (ИК) (см. рис. 93, г) и криволинейной части. Криволинейная часть контакта увеличивается с увеличением глубины колеи, а плоская несколько уменьшается. Наиболее благоприятным режимом качения колеса по мягкому грунту является такой, при котором глубина колеи не превышает половины высоты профиля шины. В этом случае плоская часть контакта составляет достаточно большую долю от его общей площади. Участки контакта АИ и ГД (см. рис. 93, г) обусловлены наличием упругой составляющей грунта. Силы, приложенные от грунта к шине, на этих участках относительно невелики. С увеличением скорости движения они становятся равными нулю, так как скорость восстановления упругой деформации грунта становится меньше скорости движения колеса.

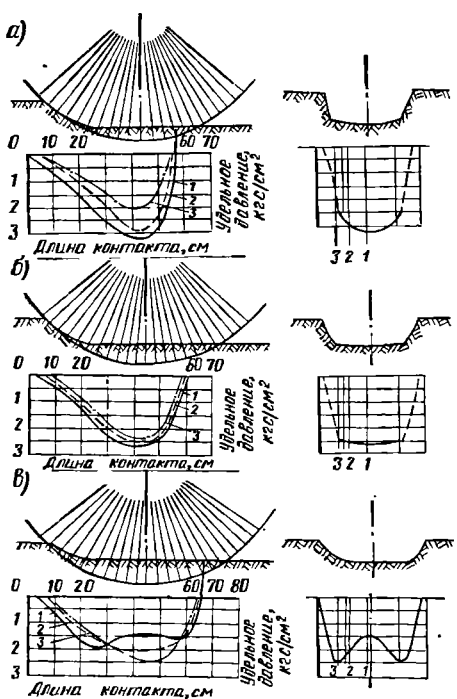


Рис. 96. Распределение давлений в площади контакта шины 12,00—18 регулируемого давления с грунтом (нагрузка номинальная):

а — при давлении воздуха в шине $p_w = 2$ кг/см²; б — $p_w = 1$ кг/см²; в — $p_w = 0,5$ кг/см²; 1—3 — различные сечения по ширине контакта

Особенностью взаимодействия шин регулируемого давления и широкопрофильных шин с грунтом по сравнению с шинами обычной конструкции является значительно большая площадь контакта и в первую очередь его плоской части; плоская часть контакта существенно больше его криволинейной зоны; за счет большей относительной деформации профиля увеличивается конусность контакта в продольной плоскости колеса, уменьшается клиновидный эффект в вертикальной плоскости, повышается интенсивность уплотнения грунта от краев к средней части контакта (рис. 96) [1]. Несколько увеличивается уплотнение и сдвиг грунта в боковом направлении в зоне наиболь-

шей ширины профиля шины и в направлении движения по ширине протектора.

Шины с закругленной плечевой зоной обеспечивают более равномерную напряженность грунта в зоне контакта. Их называют грунтовыми шинами. Такие шины хорошо работают на горизонтальных участках мягкого грунта, но имеют низкую боковую устойчивость на косогорах и грязных скользких дорогах. Ввиду этого предпочитают шины, имеющие профиль с четко выраженной плечевой зоной.

При больших величинах относительной деформации в контакте шины с грунтом, особенно в зоне его плоской части, протектор приобретает вогнутую форму. По мере увеличения нормальной деформации шины обратная кривизна протектора в зоне контакта появляется вначале в направлении профиля, а затем и в продольной плоскости колеса. Такая форма контакта способствует интенсивному уплотнению грунта от краев к средней части контакта и уменьшению глубины колеи. Кроме того, на дне колеи образуется в результате этого уплотненный слой. Шина при качении колеса как бы сама себе строит дорогу. Уплотненная корка на дне колеи позволяет более равномерно и на большую площадь распределять нагрузку, передаваемую колесом.

С увеличением ширины шины и понижением в ней давления воздуха уменьшаются напряжения в контакте, что приводит к уменьшению глубины колеи, при этом напряженным состоянием охватываются большие объемы грунта.

Арочные шины по конфигурации профиля, форме контакта, характеру деформирования оболочки и взаимодействию с грунтом существенно отличаются от обычных шин, с регулируемым давлением и широкопрофильных [30]. Оболочка арочной шины приближается по своей форме к шаровой поверхности. При нагружении колеса радиальной нагрузкой она деформируется и работает как мембрана. Плоская часть контакта имеет форму, близкую к окружности (рис. 97). По величине она значительно больше, чем у других рассмотренных выше типов шин. Допустимая величина относительной деформации для арочных шин достигает 25%. При больших деформациях шины ее контакт с грунтом (в зоне плоской части) имеет форму с резко выраженной обратной кривизной, а профиль шины приближается к прямоугольному, но со скругленными сторонами. Высокие, редко расположенные грунтозацепы способствуют уплотнению больших объемов грунта в направлении к центру контакта. В результате на уплотняемых грунтах на дне колеи образуется хорошо уплотненный слой (беговая дорожка), который имеет повышенную несущую способность.

Криволинейная часть контакта имеет форму, близкую к шаровой. Размеры криволинейной части контакта быстро возрастают с увеличением глубины колеи. Ширина профиля шины при качении колеса практически остается неизменной. При качении колеса трение боковин о грунт относительно мало по сравнению к другими типами шин.

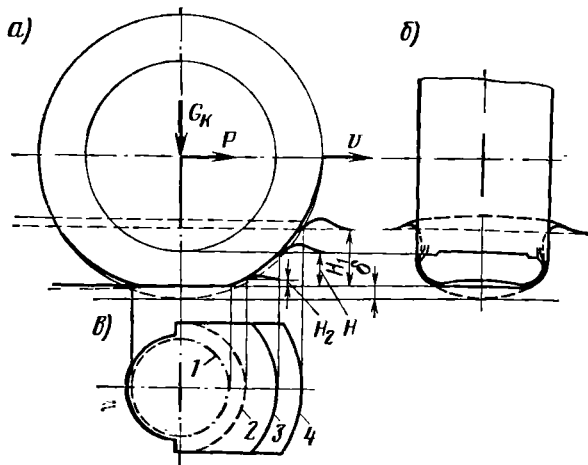


Рис. 97. Схема взаимодействия с грунтом колеса с арочной шиной:

а — продольная плоскость; б — поперечная плоскость; в — форма проекции контакта арочной шины с грунтом: 1 — плоская часть контакта; 2 — криволинейная часть контакта при глубине колеи H_2 ; 3 — форма контакта при глубине колеи H ; 4 — форма контакта арочной шины при глубине колеи H_1 ; G_K — нагрузка; v — скорость движения колеса; б — деформация шины

Наивыгоднейшими условиями работы арочных шин являются такие, при которых глубина колеи меньше высоты профиля шины. Арочные шины очень хорошо работают на грунтах с близко расположенным твердым подслоем. На очень мягких грунтах большой толщиной арочные шины почти не деформируются, глубоко погружаются и эффективность работы их резко снижается.

На слабоуплотняемых переулажненных и пластичных грунтах при качении колеса основная масса грунта выдавливается в стороны и угоняется в направлении движения.

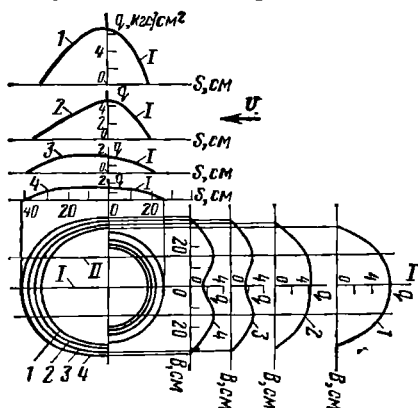


Рис. 98. Распределение давлений по площади контакта колеса с арочной шиной 1140×700 Я-170А в ведомом режиме:

1, 2, 3, 4 — эпюры давлений в продольной и поперечной плоскостях контакта при давлении воздуха соответственно 2,0; 1,5; 1,0 и 0,5 кгс/см²; v — скорость движения колеса

Специфический характер деформирования оболочки и редко расположенные высокие грунтозацепы способствуют хорошей самоочищаемости рисунка арочных шин. Высокие тягово-сцепные качества арочных шин позволяют преодолевать большие сопротивления движению.

На рис. 98 приведены полученные опытные данные по распределению давлений в контакте ведомого колеса с арочной шиной. Они соответствуют движению колеса, нагруженного номинальной нагрузкой, по рыхлой пахоте влажностью $W=5\%$ при различных давлениях воздуха в шине (кривые 1, 2, 3, 4).

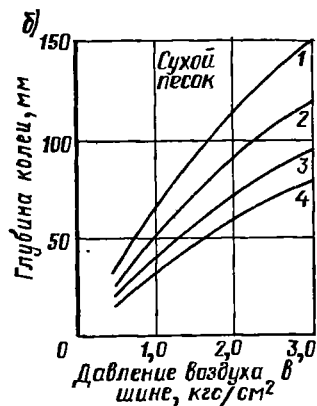
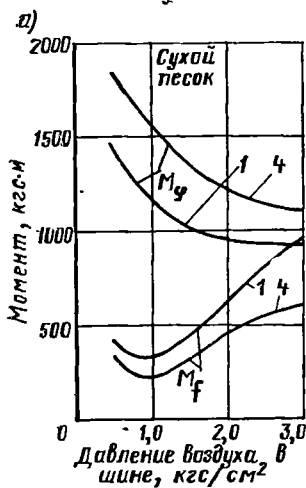


Рис. 99. Зависимость моментов сопротивления качению, сцепления и глубины колеи передних колес автомобиля ЗИЛ-157 с сухим песком от давления воздуха в шинах:

а — изменение моментов сопротивления качению M_f и сцепления M_g с грунтом: 1 — шины 11,00—18; 4 — шины 14,00—18; б — изменение глубины колеи: 1—4 — соответственно для шин 11,00—18; 12,00—18; 13,00—18 и 14,00—18

У арочной шины при номинальном давлении воздуха в шине давления в контакте имеют параболический характер распределения. Максимального значения давления по грунтозацепам достигают в середине контакта. По мере уменьшения давления воздуха в шине увеличивается площадь контакта колеса с грунтом, уменьшаются величина давлений, максимум давлений смещается при этом в направлении передней части контакта.

Эпюра давлений приобретает вначале трапециевидную, а затем и седлообразную форму в средней поперечной плоскости контакта.

Исследования показывают, что для каждого типа шины и грунта существует определенная величина колеи (подпрессовки грунта), при которой обеспечиваются наивыгоднейшие условия по сцеплению. Отклонение от указанного оптимального значения как в сторону уменьшения давлений в контакте, так и в сторону их увеличения приводит к ухудшению проходимости колеса. В первом случае тяговые качества ухудшаются из-за уменьшения плотности грунта и способности его передавать касательные нагрузки, а во втором — из-за увеличения сопротивлений, затрачиваемых на колеобразование. На мягких опорных поверхностях с уменьшением давления воздуха в шинах сопротивление качению колеса вначале интенсивно уменьшается, а затем начинает несколько возрастать за счет большой величины гистерезисных потерь в шине (рис. 99, а); наблюдается также интенсивное возрастание тягово-сцепных качеств шин. При одинаковой нагрузке и прочих равных условиях с увеличением размера шин уменьшается их сопротивление качению и по-

вышаются тягово-сцепные качества. Повышение сопротивления качению и уменьшение тягово-сцепных качеств шин с повышением давления воздуха в них происходит из-за увеличения деформации грунта. С повышением давления воздуха в шинах происходит интенсивное увеличение глубины колеи (рис. 99, б). При прочих равных условиях она тем больше, чем меньше размер шины.

Глава V

ВЛИЯНИЕ ШИН НА ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ СВОЙСТВА АВТОМОБИЛЯ, ДВИЖУЩЕГОСЯ ПО ДОРОГЕ С ТВЕРДЫМ ПОКРЫТИЕМ

1. ВЛИЯНИЕ ШИН НА РАСХОД ТОПЛИВА АВТОМОБИЛЕМ

Затраты на расход топлива для отечественных автомобилей с карбюраторными двигателями составляют 10—15% от общих эксплуатационных затрат, для автомобилей с дизельными двигателями они колеблются в пределах 9—10%. Затраты на топливо для автомобилей за рубежом составляют 32—47% от общих эксплуатационных затрат.

Затраты на топливо для отечественных легковых автомобилей в 1,4—1,6 раза превышают затраты на шины, а для грузовых автомобилей с карбюраторными двигателями они равны или превышают затраты на шины примерно в 1,25 раза. Для автомобилей с дизельными двигателями расходы на топливо примерно в 3 раза меньше, чем на шины. За рубежом затраты на топливо для автомобилей как с карбюраторными, так и с дизельными двигателями примерно в 3,5 раза выше затрат на шины. Это объясняется несколько иным соотношением цен на топливо и шины. В связи с изложенным вопрос о снижении расхода топлива автомобилем стоит очень остро. Рассмотрим более подробно, чем же определяется расход топлива автомобилем.

В эксплуатации расход топлива оценивают обычно величиной Q_S (л/100 км). Между расходом топлива Q_S и удельным расходом топлива g_e (г/л. с. ч.) существует следующая зависимость:

$$Q_S = \frac{g_e N_e}{10v\gamma} = \frac{632}{h_u \eta_e \gamma} = \frac{N_e}{10v},$$

где N_e — мощность на коленчатом валу двигателя, л. с.;

v — скорость движения автомобиля, км/ч;

γ — удельный вес топлива, кг/л;

h_u — теплотворная способность топлива;

η_e — эффективный к. п. д. двигателя.

Из этой формулы видно, что расход топлива автомобилем прямо пропорционален удельному расходу, эффективной мощности двигателя и обратно пропорционален скорости движения. Мощность двигателя расходуется на преодоление различных видов внешних сопротивлений. Поэтому расход топлива при постоянстве теплот-

ворной способности h_u топлива и эффективного к. п. д. двигателя η_e пропорционален внешнему сопротивлению автомобиля. Эффективный к. п. д. двигателя зависит от режимов его работы.

Выразив N_e через составляющие внешних сопротивлений, можно Q_S представить¹ в следующем виде:

$$Q_S = \frac{q_e}{2700\eta_{н\gamma}} (P_\psi + P_B + P_{x,x} + P_J + P_{кр}),$$

где $\eta_{н\gamma} = 0,98^{\kappa}; 0,97^e; 0,99^\mu$ — коэффициент, учитывающий влияние нагрузки на потери в трансмиссии (κ, e, μ — соответственно число пар цилиндрических и конических шестерен и число карданов, передающих нагрузку);

P_ψ — сила сопротивления дороги, кгс;

$$P_\psi = (G_a + G_{пр}) (f \cos \alpha \pm \sin \alpha),$$

где G_a — вес автомобиля, кгс;

f — коэффициент сопротивления качению шин;

$G_{пр}$ — вес прицепа, кг;

α — угол наклона дороги.

Согласно исследованиям [25], коэффициент сопротивления качению шин зависит, в частности, от подводимого к колесу момента, скорости качения и неровностей дороги. По данным А. К. Бирюля, дополнительное увеличение коэффициента сопротивления качения из-за неровностей дороги и скорости качения выражается формулой

$$f = f_0 + \lambda_n S_n v^2 \cdot 10^{-8},$$

где f_0 — начальный коэффициент сопротивления качению ведомого или ведущего колеса, соответствующий сопротивлению качению при малой скорости. Зависимость его от конструктивных и нагрузочных характеристик шин описывается, например, формулой (15);

λ_n — коэффициент, зависящий от конструкции ходовой части автомобиля λ_n , равен 4,0 для легковых и 5,5 для грузовых автомобилей;

S_n — показатель ровности покрытия (для асфальтобетона он равен 50—150). Таким образом, силу сопротивления дороги можно представить так:

$$P_\psi = (G_a + G_{пр}) [(f_0 + \lambda_n S_n v^2 \cdot 10^{-8}) \cos \alpha \pm \sin \alpha].$$

Сила сопротивления воздуха P_B , кгс;

$$P_B = k_B F_B \frac{v^2}{13},$$

где k_B — коэффициент сопротивления воздуха, кгс·с²/м⁴;

F_B — лобовая площадь, м².

¹ Расчеты приведены для автомобилей с неблокированным приводом.

Сила сопротивления трансмиссии на холостом ходу P_{xx} , кгс, с достаточной для практики точностью может быть оценена следующей эмпирической зависимостью:

$$P_{xx} = (2 + 0,025v) G_a \cdot 10^{-3}.$$

Сила инерции автомобиля P_j , кгс:

$$P_j = M \left(1 + \frac{J}{M} r_k^2 \right) \frac{dv}{dt} = M \delta \frac{dv}{dt},$$

где M — масса автомобиля, кгс²/м;

r_k — радиус качения колеса, м;

J — суммарный момент инерции вращающихся деталей, приведенных к колесам, кгсм²;

δ — коэффициент вращающихся масс автомобиля;

dv/dt — ускорение, м/с².

Сила тяги на крюке $P_{кр}$ или сила сопротивления движению прицепа выражена в килограммах.

Подставляя приведенные выше значения в выражение для Q_S , получим:

$$Q_S = \frac{g_e G_a}{2700 \eta_e \gamma} \left\{ (f_o + \lambda_n S_n v^2 \cdot 10^{-8}) \left[\cos \alpha \left(1 + \frac{G_{np}}{G_a} \right) \right] \pm \right. \\ \left. \pm \sin \alpha \left(1 + \frac{G_{np}}{G_a} \right) + \frac{k_b}{G_a} F_b \frac{v^2}{13} + (2 + 0,025v) 10^{-3} + \frac{\delta}{g} \cdot \frac{dv}{dt} \right\}. \quad (28)$$

При движении автомобиля по горизонтальному участку дороги с установившейся скоростью формула (28) примет вид:

$$Q_S = \frac{q_e G_a}{2700 \eta_e \gamma} \left[(f_o + \lambda_n S_n v^2 \cdot 10^{-8}) \left(1 + \frac{G_{np}}{G_a} \right) + \frac{k_b}{G_a} F_b \frac{v^2}{13} + \right. \\ \left. + (2 + 0,025v) 10^{-3} \right].$$

При пользовании указанными формулами для Q_S следует учитывать зависимость g_e от числа оборотов двигателя и степени использования его мощности. По мере увеличения скорости движения η_e вначале прогрессивно возрастает, достигает своего максимума, а затем несколько начинает убывать. При малой степени использования мощности двигателя незначительные изменения внешних сопротивлений приводят к резкому изменению удельного расхода топлива и η_e .

С увеличением нагрузки двигателя до определенного предела удельный расход топлива уменьшается, а эффективный к. п. д. возрастает. С уменьшением процента использования мощности двигателя происходит обратное явление. Поэтому при работе автомобиля с низкой степенью использования мощности двигателя увеличение сопротивления качению повышает общий расход топлива Q_S за

счет возрастания внешней нагрузки и вместе с тем его уменьшает, так как с увеличением внешней нагрузки удельный расход топлива понижается. При работе с большей степенью использования мощности двигателя, когда эффективный к. п. д. двигателя изменяется незначительно, расход топлива изменяется пропорционально изменению внешнего сопротивления. Указанное необходимо учитывать при оценке влияния сопротивления качению шин на расход топлива автомобилем.

Таким образом, для расчета расхода топлива Q_S при заданной скорости v необходимо по экспериментальным зависимостям определить g_e для заданных чисел оборотов $n_e = \frac{v i_{тр}}{0,38 r_k}$, где $i_{тр}$ — передаточное число трансмиссии и относительная нагрузка двигателя N/N_{max} .

При этом

$$N = (P_{\psi} + P_{в} + P_{xx} + P_J + P_{кр}) \frac{v}{270} \text{ л. с.}$$

В НАМИ проведен широкий комплекс исследований по оценке различных видов сопротивлений при свободном движении (выбеге) автомобиля. Результаты одного из них приведены на рис. 100, а. Опыты проводили на автомобиле при $G_a = 15500$ кгс, $k_B F_B = 0,313$ шины 12,00—20 модели И241; $P_{шпер} = 4,25$ кгс/см²; $\rho_{шзад} = 5,5$ кг/см². Они показывают, что суммарное сопротивление движению автомобиля $\Sigma N_{с.п}$ прогрессивно возрастает с увеличением скорости движения, причем с достаточной для практики точностью можно принять, что мощность $N_{т.с}$ сопротивления трению в силовой передаче, мощность трения $N_{п}$ в подшипниках передних колес и вентиляционных потерь, N_f мощность сопротивления качению шин передних и задних колес с увеличением скорости возрастает примерно линейно, а мощность сопротивления N_B воздуха выражается кубической зависимостью. При малых скоростях движения автомобиля сопротивление воздуха относительно мало и обычно не принимается в расчет. Полученные материалы позволяют установить величину и характер изменения составляющих общего сопротивления движению, оценить влияние их на работу автомобиля.

Опыты показывают, что в общем балансе сопротивления движению (выбеге) автомобиля потери на качение шин составляют при малых скоростях движения 70—80%, а при средних скоростях движения (50—60 км/ч) 50—60%.

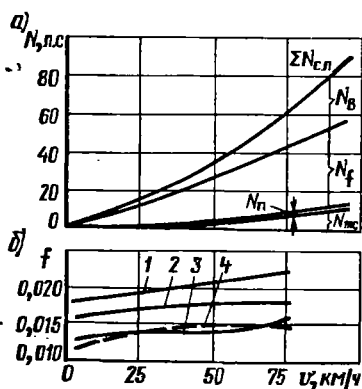


Рис. 100. Зависимость мощности N сопротивления движению автомобиля (а) и коэффициента сопротивления качению новых шин от скорости (б)

На рис. 100, б приведены результаты определения на стенде коэффициента сопротивления качению шины 260—508 М-103 (кривая 1), шины 260—508Р И-Н99 (кривая 2), шины 9,00—20 диагональной Firestone (кривая 3) и шины 260—20 И-202 (кривая 4), $G_h = 1850$ кгс и $p_w = 5,3$ кгс/см². Они показывают, что разница в коэффициенте сопротивления качению шин одинаковых размеров, но разных конструкций может достигать большой величины (до 50%). Лучшими шинами считают такие, у которых коэффициент сопротивления качению с возрастанием скорости движения увеличивается в меньшей степени. Благодаря снижению сопротивления качению в шинах можно значительно уменьшить расход топлива автомобиля.

При лабораторно-дорожных испытаниях сопротивление качению шин обычно характеризуют величиной пути выбега автомобиля с определенной начальной скоростью до его полной остановки. Такой метод оценки сопротивления качению шин является достаточно простым и удобным. Для этого необходимо определить зависимость между коэффициентом сопротивления качению шин и выбегом автомобиля. Это даст возможность в соответствии с формулой (29) определить расход топлива Q_S по известной величине выбега автомобиля.

В работе [14] на основании опытных данных выведена зависимость коэффициента сопротивления движению автомобиля от выбега. Представляет интерес получить теоретическую зависимость начального коэффициента сопротивления качению шины непосредственно от выбега с учетом влияния неровностей дорожного покрытия и скорости движения, что позволит анализировать влияние различных факторов на величину пути выбега и коэффициент сопротивления качению.

Во времени выбега автомобиля сила инерции P_j уравновешивается суммой всех внешних сопротивлений, т. е.

$$-P_j = P_\psi + P_w + P_{xx} + P_{кр},$$

или

$$-\delta \frac{dv}{dt} = g \left[(f_0 + \lambda_n S_n v^2 \cdot 13 \cdot 10^{-8}) + \frac{K_B F_B}{G_A} v^2 + (2 + 0,09v) 10^{-3} \right]$$

При этом угол наклона дороги и $P_{кр}$ равны нулю.

Решая приведенное дифференциальное уравнение с учетом соотношения $v = dx/dt$ (x — мгновенная величина пройденного автомобилем пути) и начальными $x=0$ при $v=v_0$, получаем выражение для определения начального коэффициента сопротивления качению f_0 через путь выбега автомобиля S :

$$f_0 = \frac{A v_0^2}{e^{\frac{S_2 g}{\delta} A} - 1} - 2 \cdot 10^{-3}, \quad (30)$$

где

$$A = \frac{k_B F_B}{G_A} + 65 \cdot 10^{-6} + \lambda_n S_n \cdot 13 \cdot 10^{-8} \text{ с}^2 \text{ м}^2.$$

Для упрощения формулы (30) при ее выводе величину $(2,0 + 0,090 v)$, характеризующую потери на трение в трансмиссии на холостом ходу, заменяли выражением $(2 + 0,065 v^2)$, исходя из условия равенства членов, содержащих v при скорости 50 км/ч. Это приближение мало отразится на результатах расчетов, так как часть потерь на трение в трансмиссии и на холостом ходу, которые этот член отражает, более чем на один порядок ниже общих сопротивлений, преодолеваемых автомобилем. Зависимость начального коэффициента сопротивления качению f_0 от выбега S автомобиля, определенная по формуле (30), дает хорошее совпадение с экспериментально полученными данными.

Приведенные выше зависимости позволяют проанализировать влияние сопротивления качению шин на расход топлива автомобилем. Они показывают, что с уменьшением сопротивления качению уменьшается расход топлива автомобилем, причем у автомобиля с прицепом при той же скорости движения коэффициент сопротивления качению оказывает большее влияние на расход топлива, чем у автомобилей без прицепа, благодаря большей степени использования мощности двигателя и меньшего относительного сопротивления воздуха.

В зависимости от соотношения между долей сопротивления качению шин в общем балансе сопротивления движению автомобиля, степенью загрузки двигателя и скоростью движения для каждого конкретного автомобиля имеется свой режим наибольшего влияния сопротивления качению на расход топлива.

В наиболее часто встречающихся (средних) условиях эксплуатации автомобилей с колесной формулой 4×2 1% снижения сопротивления качению шин уменьшает расход топлива на 0,25—0,35%. На твердых дорогах потери на трение в контакте и на вентиляцию воздуха колесом относительно невелики. В таких условиях главным источником сопротивления качению являются гистерезисные потери внутри шины.

Поскольку сопротивление качению шин ведущих колес выше, чем ведомых, необходимо при рассмотрении топливной экономичности автомобиля учитывать количество ведомых и ведущих осей, величину и распределение моментов между последними. Очень сильно сказывается на увеличении расхода топлива интенсивный рост сопротивления качению шин при движении на повороте. В зависимости от скорости движения и радиуса поворота сопротивление качению шин может увеличиваться (по сравнению с прямолинейным движением) во много раз.

Например, сопротивление качению шин легкового автомобиля среднего класса, движущегося по кругу радиусом 10 м со скоростью около 30 км/ч возрастает примерно в 15 раз по сравнению с прямолинейным движением.

При неустановившемся режиме движения топливная экономичность автомобиля зависит от величины моментов инерции шин и колес, снижение которых повышает топливную экономичность автомобиля и оказывает существенное влияние на его динамику.

При экспериментальной оценке влияния шин на топливную экономичность автомобиля замеряют обычно расход топлива на сухой горизонтальной дороге с ровным асфальто- или цементобетонным покрытием при движении автомобиля с полной нагрузкой на высшей передаче.

Диапазон скоростей выбирают от минимально устойчивой скорости до максимальной с интервалом 10 км/ч. Опыты начинают с максимальной скорости. Шины перед замером прогревают безостановочным движением автомобиля в течение примерно 30 мин со скоростью, равной около 80% от максимальной.

При замере расхода топлива заезды проводят на каждой скорости в двух взаимно противоположных направлениях (туда и обратно). Расход топлива определяют по колбовому или какому-либо другому прибору.

На основе замеров строят кривую зависимости расхода топлива в литрах на 100 км от скорости движения. Кроме этого, определяют контрольный расход топлива при заезде автомобиля на 20 км (по 10 км в каждом направлении).

Как показывает опыт, у современных шин различных изготовителей разница в величинах сопротивления качению может достигать таких величин, при которых разность в расходе топлива при прочих равных условиях может достигать 20—30%.

Это подчеркивает важность мероприятий и требований по снижению сопротивления качению шин как одного из основных факторов, определяющих топливную экономичность автомобиля. Значительным резервом в этом направлении является широкое применение радиальных шин.

2. ВЛИЯНИЕ ШИН НА ДИНАМИЧНОСТЬ АВТОМОБИЛЯ

Динамичность автомобиля рассматривается применительно к равномерному и неравномерному движению. Показателями динамичности при равномерном движении автомобиля являются максимальная скорость на горизонтальной дороге, максимальные коэффициенты сопротивления дороги, преодолеваемого на высшей и первой передачах, величина динамического фактора при движении с максимальной скоростью.

Показателями динамичности автомобиля при неравномерном движении являются величины ускорений при ускоренном или замедленном движении, путь и время разгона или торможения.

Все указанные выше показатели динамичности автомобилей зависят в первую очередь от таких характеристик автомобильного колеса, как наружный диаметр, радиус качения, момент инерции, сопротивление качению, сцепные качества, процент буксования.

Обычно при рассмотрении влияния шин на динамические показатели автомобиля рассматривают тормозную динамику, динамику разгона и максимальную скорость.

Влияние шин на тормозную динамику весьма велико, а при прочих равных условиях является решающим. Тормозные качества

одного и того же автомобиля на одних шинах могут быть совершенно неприемлемыми, а на других — превосходными.

Тормозные показатели автомобиля однозначно зависят от сцепных качеств шин. Путь и время торможения (или достигаемое замедление) определяются качествами продольного сцепления. Показатели поперечного сцепления существенно сказываются на устойчивости автомобиля при торможении. В отношении влияния шин на динамику разгона автомобиля следует отметить следующее.

Безусловно, чем меньше сопротивление качению шин и чем соответственно меньше сопротивление движению автомобиля, тем эффективнее разгонная характеристика автомобиля (меньше время и путь разгона). Однако, если принять во внимание практически встречающуюся разницу в сопротивлении качению шин одного и того же типа, то при прочих равных условиях влияние ее на динамику разгона относительно невелико. Также невелико влияние на разгонную динамику автомобиля момента инерции шин и колес (в пределах практически встречающихся разниц между шинами и колесами одного размера).

Гораздо большее влияние оказывает разница в наружном диаметре шин и радиусе качения (изменение общего передаточного числа от двигателя к дороге).

3. ВЛИЯНИЕ ШИН НА УСТОЙЧИВОСТЬ И УПРАВЛЯЕМОСТЬ АВТОМОБИЛЯ

Шины оказывают огромное влияние на устойчивость и управляемость автомобиля. Один и тот же автомобиль с одними и теми же элементами подвески и рулевого управления в зависимости от характеристики шин может иметь неудовлетворительные или очень хорошие показатели устойчивости и управляемости. Среди характеристик шин, оказывающих влияние на рассматриваемые показатели автомобиля, решающими являются сопротивление боковому уводу, стабилизирующий момент, боковая и угловая жесткости и характер их изменения в зависимости от вертикальной нагрузки, внутреннего давления воздуха и других факторов. Эти характеристики подробно рассмотрены в главе IV. Кроме того, необходимо отметить важность учета колебательных характеристик шин, в частности их чувствительность к боковым колебаниям и способность демпфировать эти колебания. Для оценки влияния указанных характеристик на устойчивость и управляемость автомобиля важно знать динамическое изменение этих характеристик. В этой области в мире накоплено весьма незначительное количество данных и исследователям предстоит сделать еще очень многое.

Вопросы устойчивости и управляемости, связанные с шинами, определяют не только безопасность движения. Поскольку эта проблема относится к системе автомобиль — водитель — дорога, ее необходимо рассматривать и в экономическом аспекте. Ухудшенная устойчивость и управляемость влечет за собой снижение средних скоростей движения, повышение утомляемости водителя (дополни-

тельный фактор снижения безопасности), а следовательно, и снижение производительности труда водителя и автомобиля в целом. Именно стремление повысить качества устойчивости и управляемости автомобилей стимулировало создание шин радиальной конструкции. На первом этапе развития конструкции радиальных шин для легковых автомобилей последние рекомендовались в первую очередь водителям, предпочитающим быструю спортивную езду как раз с точки зрения обеспечиваемых лучших качеств устойчивости и управляемости (в сочетании с лучшим сцеплением).

От характеристик шин зависят такие качества управляемости автомобиля, как его реакция на действие боковых сил, быстрота реакции на поворот рулевого колеса, курсовая устойчивость, излишняя или недостаточная управляемость при высоких боковых ускорениях. Кроме того, к показателям управляемости, обусловленным шинами, условно относят легкость поворота рулевого колеса при маневрировании автомобиля с малой скоростью.

К настоящему времени сложились два направления оценки влияния шин на управляемость: объективное и субъективное.

Объективная оценка предусматривает замер при помощи приборов ряда параметров при выполнении автомобилем определенных маневров. Существует достаточно много различных методов объективной оценки влияния шин на управляемость автомобилей. Все существующие методы объективной оценки дают возможность в той или иной степени проанализировать влияние различных конструктивных параметров шин на устойчивость и управляемость автомобиля, позволяют найти пути улучшения характеристик шин, влияющих на управляемость автомобиля, путем конструктивного или технологического модифицирования и являются, таким образом, необходимыми при отработке конструкции шины для данного автомобиля. Однако основным недостатком всех существующих методов объективной оценки влияния шин на устойчивость автомобилей является отсутствие критерия допустимости или приемлемости данной шины как при абсолютной (без эталона), так и при относительной (с эталоном) оценке. Поэтому при окончательной приемочной оценке приемлемости шин данного типа для данного конкретного автомобиля предпочтение всегда отдается субъективным или полусубъективным методам оценки опытных водителей-испытателей при выполнении определенных маневров. Следует отметить, что, как правило, субъективные методы оценки базируются на сравнении с шиной-эталон, качества которой хорошо известны и оцениваются как допустимые в смысле обеспечиваемой автомобилем управляемости.

Следует отметить, что все объективные и субъективные методы служат для оценки не устойчивости и управляемости в так называемом «чистом» виде, а «держания дороги», т. е. комплексного качества, характеризующего не только свойства шины, связанные с управляемостью, но и ее сцепные свойства. В конечном итоге именно это комплексное свойство имеет первостепенное значение для безопасности движения. И именно поэтому термин «держание доро-

ги» прочно вошел в число международных терминов, характеризующих поведение шин в реальных условиях движения.

Для оценки влияния шин на держание автомобилем дороги на большинстве испытательных полигонов имеются специальные замкнутые трассы с подъемами, спусками, поворотами различной кривизны.

Следует еще раз подчеркнуть огромное (если не превалирующее) значение шин для получения оптимальных качеств устойчивости и управляемости. Появление в последнее десятилетие шин так называемых серий 78, 70, 65, 60 (цифры обозначают процентное отношение высоты профиля шины к ширине, о чем говорилось выше) не случайно. При прочих равных условиях переход от шин типа супербаллон (отношение равно $H/B=94\%$) к шинам, например, серии 70 примерно в 2 раза улучшает «держание» автомобилем дороги при одновременном улучшении некоторых других показателей безопасности (например, надежности работы при высоких скоростях движения).

4. ВЛИЯНИЕ ШИН НА ПЛАВНОСТЬ ХОДА И ВИБРАЦИИ АВТОМОБИЛЯ

Исследованию колебаний автомобиля посвящено большое количество работ, выполненных как в нашей стране, так и за ее пределами [22, 35, 37, 38].

Различают колебания основные — собственные и вынужденные.

Колебания узлов и деталей автомобиля изменяются в зависимости от условий движения и в первую очередь от типа дороги.

На неровных покрытиях дорог основной составляющей колебаний является вертикальный вектор. При этом колебания происходят при определенных постоянных частотах. На гладких покрытиях дорог основными являются колебания, наведенные колесами, двигателем, трансмиссией. Эти колебания изменяются прямо пропорционально скорости движения автомобиля. Они зависят в основном от неоднородности шин по массе, геометрии и радиальной жесткости. При движении автомобиля эта неоднородность может приводить к возникновению сложных форм периодически возникающих сил, действующих в различных направлениях. Влияние сил может быть различным в зависимости от того, как сопротивляется им конструкция детали или узла.

Различают три группы собственных колебаний: низкочастотные (0,5—3 Гц), колебания кузова на рессорах, среднечастотные (от 10 до нескольких десятков герц) — колебания неподдресоренных масс — и высокочастотные колебания (от 50 до нескольких сот герц) в вертикальном, продольном и поперечном направлениях, а также свободные колебания двигателя и других деталей и элементов кузова. Эти колебания могут возникать во многих местах и деталях автомобиля с различными амплитудами. Некоторые из этих частот совпадают с естественной частотой шин, различных частей кузова, рулевого колеса, зеркала, дверных стекол.

Неровности покрытия дороги и вызываемые ими колебания ведут к тем большему ухудшению эксплуатационных качеств автомобиля, чем хуже качество дороги [31].

Воздействие различных частот и их влияние на человека четко рассмотрены в работе [26].

Обратим внимание здесь на тот лишь факт, что до сих пор нет единого мнения о границах воздействия колебаний различных частот на организм человека. В то же время в течение последних лет появилось более или менее установившееся разделение колебаний на собственно колебания и вибрации. К колебаниям относят колебания частотой до 15—20 Гц.

Установлено, что при этом человек может различать отдельные циклы (периоды). Колебания более высокой частоты называют вибрациями [26]. Эти колебания (вибрации) воспринимаются человеком слитно.

Колебательную характеристику автомобиля, определяемую характеристикой его колебаний (в отмеченном выше смысле), принято называть плавностью хода.

Шины после подвески являются основным элементом, определяющим плавность хода автомобиля, причем подвеска должна гасить воздействие на автомобиль в основном больших неровностей, а шины — малых.

Одно из основных современных технических требований, предъявляемых к автомобильным шинам, является обеспечение автомобилю возможно большей плавности хода. В этом направлении нельзя ожидать максимальных результатов, поскольку, как уже отмечалось, шина всегда представляет собой компромиссное конструктивное решение (компромисс между качествами безопасности, комфортабельности и экономичности).

В соответствии с отраслевой нормалью ОН25 332—69 основным измерителем плавности хода автомобиля является среднеквадратичная вертикальных ускорений (в метрах на секунду квадрат или в долях ускорения силы тяжести), замеренных в характерных местах автомобиля. Кроме того, дополнительному анализу при необходимости подвергают спектр среднеквадратичных величин ускорений.

Дополнительно измеряют величины максимальных ускорений, действующих вверх и вниз. Величина максимального ускорения определяется как нижняя граница ускорений, вероятность появления которых не более 1,5% от всех ускорений, направленных соответственно вверх и вниз.

Важным параметром является среднеквадратичная величина горизонтальных продольных ускорений в кабине водителя на уровне шен водителя. Максимальные ускорения должны определяться в тех же характерных местах, что и среднеквадратичная величина ускорений.

Датчики вертикальных ускорений устанавливают (в соответствии с указанной нормалью) в легковых автомобилях — на переднем левом и правом заднем сиденьях, в автобусах — на левых сиденьях, расположенных над передней и задней осями и на сиденье води-

теля, в грузовых автомобилях — на сиденье водителя и в геометрическом центре пола платформы.

Датчик, устанавливаемый на сиденье водителя, жестко закрепляют на седле специальной формы. Это седло укладывают на сиденье. Водитель садится на седло.

Сигналы датчиков регистрируются при помощи осциллографа или магнитографа с последующей ручной или автоматической обработкой.

Влияние шин на плавность хода автомобиля обуславливается такими основными их характеристиками, как радиальная статическая и динамическая жесткости и демпфирующая способность; жесткости, в частности, зависит от частоты вертикальных колебаний системы автомобиля на шинах как на упругих элементах. Частота может служить упрощенным критерием оценки плавности хода. Обычно оценка плавности хода осуществляется как минимум на двух типах покрытий: асфальто- или цементобетонном покрытии и булыжной или брусчатой мостовой. Специальные программы испытаний могут включать широкий набор различных дорожных условий.

Для оценки и анализа колебательного процесса как вибрационного и имеющего нерегулярный, случайный характер наиболее эффективно использовать либо зависимость спектральной плотности от частоты [22], либо зависимость от частоты среднеквадратичной величины функции. В первом случае по оси ординат такой графической зависимости откладывают спектральную плотность $S(\omega)$ в $g^2/\text{Гц}$ (где g — ускорение), а по оси абсцисс частоту ω , гц. Площадь под кривой $S(\omega)$ пропорциональна среднему квадрату (дисперсии D) ускорений колебаний. Она характеризует энергию колебаний. Во втором случае по оси ординат откладывают величину $\sqrt{S(\omega)}$, Гц^{1/2}. Оба метода графического представления процесса дают практически равнозначные возможности его оценки. Ниже использован второй метод.

Для регистрации колебаний используют малогабаритные датчики ускорений и магнитную запись. Каждый замеренный сигнал воспроизводят магнитной лентой и пропускают через фильтр (ввиду сложности спектра применяют фильтр с очень узкой полосой пропускания), а затем возводят в квадрат и интегрируют электронной счетно-решающей машиной. Поделив полученное значение на интеграл отрезка времени, получают среднее значение квадрата. Далее, поделив среднее значение квадрата на равнозначную ширину диапазона фильтра, получают среднее значение квадрата плотности, а извлекая квадратный корень из среднего квадрата плотности, — ее среднеквадратичную величину (амплитуду).

Для оценки влияния типа шин (диагональных и радиальных) на колебания автомобиля было проведено следующее исследование [37] на легковом автомобиле на брусчатом и неровном покрытии дорог при скоростях движения 40—65 км/ч и на гладком покрытии дорог при скоростях 65—144 км/ч.

Датчики устанавливали возможно ближе к колесу на балке заднего моста или цапфе переднего колеса и вблизи точек крепления подвески к кузову, а также в желаемом месте кузова (обычно на полу впереди переднего и заднего сидений, на рулевом колесе или в другом месте). Указанные две первые точки обычно являются обязательными для того, чтобы установить роль подвески в передаче вибраций от шин на кузов автомобиля.

Основные колебания кузова происходят в диапазоне 0,5—3,0 Гц. Среди других колебаний выделяется узкая полоса с частотой 1,1 Гц, которая характеризует вертикальные колебания или же наложение этих колебаний на другие, имеющие почти такую же частоту. Вторая полоса с частотой примерно 2 Гц появляется только при скорости 40 км/ч на брусчатых и неровных покрытиях дорог. В задней части кузова полоса несколько шире и имеет несколько более высокую частоту (1,1—1,7 Гц). Здесь различные колебания накладываются иначе, чем в передней части кузова. Исследования показали, что некоторое влияние неподрессоренных масс на колебания кузова происходит лишь при резонансных частотах кузова. Интенсивность колебаний на диагональных шинах примерно в 1,5 раза выше, чем на радиальных, частота же колебаний остается одной и той же. В диапазоне средних частот (5—35 Гц) наблюдали значительное повышение интенсивности вертикальных колебаний в полосе 11—14 Гц, соответствующей собственной частоте колебаний неподрессоренных масс. Опыты и расчеты показывают, что на эти колебания в основном влияет динамическая жесткость шин. В отмеченном диапазоне частот радиальные шины лучше, интенсивность вертикальных колебаний неподрессоренных масс на них ниже. Аналогичное влияние на колебания кузова оказывает тип шин в полосе частот 10—20 Гц. Колебания в передней части кузова несколько отличаются от таковых в его задней части.

Поперечные колебания задней оси являются очень важными с точки зрения устойчивости движения автомобиля. Они почти равны половине интенсивности вертикальных колебаний и имеют те же частоты. Интенсивность поперечных колебаний передних колес примерно в 10 раз меньше вертикальных. Интенсивность поперечных колебаний как передних, так и задних колес на радиальных шинах ниже, чем на диагональных.

Совершенно другие результаты получены для продольных колебаний передних неподрессоренных масс, где ускорения при малых скоростях достигают $\frac{1}{3}$ от вертикальных.

При таких колебаниях с частотой выше 25 Гц радиальные шины дают худшие результаты, чем шины обычной конструкции.

В зоне высокочастотных колебаний (35—250 Гц) влияние точки замера должно учитываться. В этом диапазоне частот влияние типа шин особенно заметно, так как они создают и поддерживают четкие и продолжительные колебания. Для радиальных шин наблюдаем колебания с частотой порядка 80 Гц, в то время как для диагональных шин характерны более высокие частоты — 150—200 Гц. Обычно высокочастотные колебания легко передаются от неподрес-

соренных масс на корпус автомобиля и могут вызывать резонансные колебания в различных его частях.

Высокочастотные поперечные колебания задней оси очень слабы и являются лишь следствием поперечных составляющих вертикальных колебаний. У передних колес поперечные и продольные колебания, однако, более заметны, чем у задней оси. Кроме того, радиальные шины приводят к продольным колебаниям передней подвески в диапазоне 30—50 Гц.

Заметное влияние на колебания различных частей автомобиля могут оказывать дисбаланс и биение колес. Колебания вследствие дисбаланса колес тем более заметны, чем ровней покрытие дорог. Эти колебания зависят от индивидуальных свойств каждой шины и колеса в отдельности.

Подытоживая изложенное, можно сказать, что влияние типа шин на колебания автомобиля не одинаково в различных частотных зонах. В диапазоне средних частот радиальные шины ввиду их меньшей динамической жесткости лучше диагональных. В зоне высоких частот (при частоте порядка 80 Гц) радиальные шины дают вначале худшие результаты, а при больших частотах — лучшие по сравнению с диагональными шинами.

Необходимо подчеркнуть, что хотя и удастся повысить точность изготовления шин, однако колебания нельзя будет полностью устранить. Поэтому нужно принимать все меры к максимальному снижению различных резонансных колебаний автомобиля. Необходимо стремиться снизить резонансные частоты.

Остановимся несколько подробнее на особенностях колебаний радиальных и диагональных шин.

Как уже отмечено выше, в шине различают колебания средней частоты (10—20 Гц), относящиеся к шине в целом, и колебания высокой частоты, относящиеся к элементам шины, генерирующим вибрации, распределенные вдоль протектора и боковин шин. Эти вибрации обусловлены перемещением элементов шины как в радиальном, так и в периферийном направлениях. Колебания средней частоты имитируют пружинной с параллельно подключенным слабым

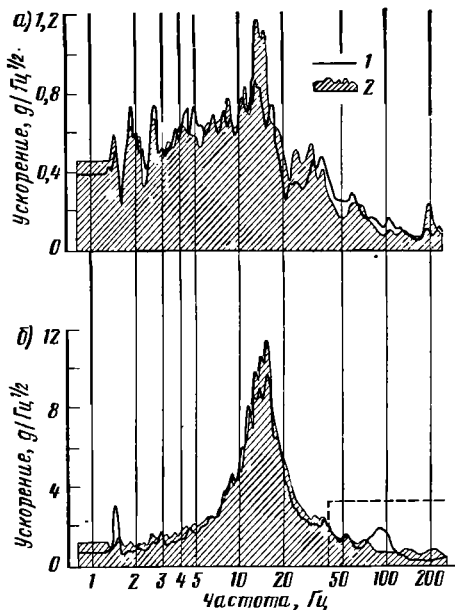


Рис. 101. Частотный спектр вертикальных колебаний неподдресоренных масс и кузова автомобиля:

a — передняя часть кузова; *б* — передние неподдресоренные массы;

1 — радиальные шины; 2 — диагональные шины

демпфером. Возникающие перемещения представляют собой свободные вертикальные колебания неподрессоренных масс автомобиля, которые вызывают параллельные деформации рессор, амортизаторов и шин. Так как жесткость шин во много раз выше, чем жесткость подвески, частота колебаний колес выше, чем кузова.

В зоне средних частот имеется незначительная (в несколько герц) разница в резонансных частотах между шинами разных типов (рис. 101). Обычно также невелика разница и в амплитудах возмущающих колебаний.

В зоне высокочастотных колебаний влияние структуры шины оказывает весьма существенное влияние на характер колебаний. Диагональные шины в зависимости от размеров, давления воздуха и отдельных деталей конструкции обычно имеют резонанс в зоне 130—160 Гц, а радиальные шины в зоне частот 80—100 Гц.

Интенсивность высокочастотных вибраций неподрессоренных масс всегда ниже, чем интенсивность колебаний в главном среднечастотном резонансе. Поэтому может возникать сомнение в целесообразности исследования высокочастотных вибраций. Однако во многих случаях конструкция подвески и кузова обеспечивает очень эффективное демпфирование среднечастотных колебаний (до десятикратной величины). Высококачественные же вибрации проходят через множество жестких элементов подвески и кузова без существенного снижения интенсивности. Иногда эти вибрации усиливаются из-за наличия местных резонаторов. Механические высокочастотные колебания выше 70—80 Гц играют решающую роль и с точки зрения акустических эффектов, среднечастотные колебания находятся на пороге слышимости.

Выполненный большой объем экспериментальных исследований передачи вибраций шиной [38] позволил получить линии ее мгновенных деформаций. С учетом фазовых сдвигов этих деформационных линий получены результирующие векторы, относящиеся к ступице колеса. Предложенный метод позволил выявить существенную разницу между радиальными и диагональными шинами в отношении передачи возбуждений от протектора через боковины к колесу.

Для пояснения принципа двух механизмов указанных выше колебаний к катящемуся по барабану колесу прикладывали два вида возмущений: удар стержнем о шину и проезд через неровности. Оба вида возмущения вызывали два вида свободных демпфированных колебаний ступицы: колебания средней и высокой частоты. Первые представляли колебания шины как концентрированной массы и зависели только от ее динамической жесткости и инерции колебательной системы, вторые были обусловлены свободными вибрациями, передающимися вдоль протектора и боковин шины. Эти вибрации имеют определенную частоту, зависящую только от структуры шины и ее внутреннего давления.

Среднечастотные колебания имеют место у шин обоих типов при любых скоростях качения, а частоты и амплитуды в каждом случае одни и те же. Наложенные на среднечастотные высокочастотные свободные демпфированные колебания имеют частоту, су-

щественно изменяющуюся в зависимости от типа шин, но постоянную при всех скоростях для одной и той же шины. Однако амплитуда колебаний изменяется со скоростью весьма существенно даже для одной и той же шины. Для радиальных шин частота наложенных вибраций составляет около 90 Гц, при этом наибольшую амплитуду наблюдаем при скорости движения автомобиля 40 км/ч, в то время как для диагональных шин частота наложенных вибраций равна 150 Гц, а максимальную амплитуду получаем при скорости движения 60 км/ч. Высокочастотные колебания большой интенсивности возрастают только в том случае, если частота вынужденных колебаний становится равной частоте собственных колебаний шины: эта резонансная частота не зависит от скорости качения шины и времени, в течение которого препятствие проходит через зону контакта.

В результате сопоставления спектров колебаний радиальных и диагональных шин, полученных как при движении автомобиля в дорожных условиях, так и в лабораторных, при опоре колеса на площадку, возбуждаемую синусоидальными вертикальными колебаниями постоянной амплитуды, установлена достаточно хорошая корреляция между дорожными и стендовыми испытаниями особенно в зоне резонансных частот. Имеется лишь узкая полоса частот (230—240 Гц), в которой наблюдается плохое совпадение между колебаниями, возбуждаемыми дорогой и вибрацией стола. В этой зоне отмечается большее демпфирование на дороге, чем на вибрационном столе. Опыты [38] показали, что этот максимум соответствует резонансу колебаний столба воздуха в шине. Было также обращено внимание на то, что металлические части колеса (обода и диска), а также некоторые компоненты подвески, особенно спиральные пружины, резонируют и таким образом усложняют исследование вибраций, обусловленных шинами. Поэтому испытываемые шины монтировали на массивные жесткие колеса, имеющие примерно такой же вес, как и нагрузка, приходящаяся на шину. Такое колесо с шиной устанавливали на вибрационный стол в системе пневматической подвески (жесткостью которой можно пренебречь).

Приводимые ниже опытные данные относятся к шинам, смонтированным на массивном колесе. Данные, полученные в результате большого количества дорожных и лабораторных опытов с большим количеством шин различных размеров при разных давлениях воздуха в них, показали, что характер спектра незначительно изменяется при изменении размеров шин. Поэтому полученные результаты опытов с одной шиной могут быть перенесены и на другие размеры шин.

Для обнаружения вибраций использовали специальные датчики ускорений, которые закрепляли на ступице колеса, между камерой и крышкой посередине беговой дорожки, по боковине, а также на вибрационном столе.

Зная амплитуду и частоту синусоидальных колебаний ступицы и стола, можно оценить комплекс передаточных функций от опорной поверхности к колесу.

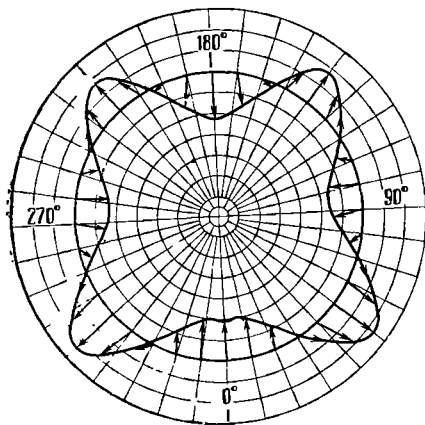


Рис. 102. Графическое представление линии мгновенной деформации протектора

циального перемещений. При соединении вершин результирующих векторов каждой точки протектора получается линия мгновенной деформации шины по экватору протектора (рис. 102).

Опыты проводили следующим образом: два микроакселерометра располагали между камерой и крышкой как можно ближе друг к другу. Один из них ориентировали радиально, другой — тангенциально. Замеры проводили в точках по окружности при провороте колеса через каждые 10° . В каждой точке i угла θ замеряли амплитуды радиальных A_{ir} и тангенциальных A_{it} ускорений и соответствующие сдвиги фаз Φ_{ir} и Φ_{it} . Для каждой частоты произведение $A_{ir} \cos \Phi_{ir}$ и $A_{it} \cos \Phi_{it}$ дает мгновенное значение амплитуды радиального и тангенциального вектора в точке i . Эти значения относятся к моменту максимальной амплитуды в центральной точке контакта $\theta = 0^\circ$. В этой точке $A_{or} = A$, $\Phi_{or} = 0$; $A_{ot} = 0$ и $\Phi_{ot} = 0$.

Комплекс передаточных функций относительно ступицы дает наиболее важную информацию, поскольку они показывают, в каких частотах и с какой интенсивностью вибрации передаются от стола к ступице при различных шинах.

Для упрощения изучения передаточных функций их целесообразно отделить от компонентов, возрастающих от низкочастотных колебаний массы шины как единого целого. Полученные таким образом кривые (рис. 103) показывают разницу между радиальными и диагональными шинами. По оси абсцисс отложена частота, Гц, а по оси ординат — передаточное отношение ускорения стола к ускорению на ступице.

Радиальная шина имеет ярко выраженный резонанс при частоте 90 Гц, за которым следуют незначительные резонансы при частотах 117, 138 и 150 Гц. Диагональные же шины имеют только один резонанс, а именно — при 160 Гц. Это показывает, что радиальные шины более расположены к развитию резонансов, чем диагональные.

Поскольку эти вибрации являются распределенными, необходимо выявить линию их мгновенных значений вдоль протектора и боковин. Профиль кривой получается при подсчете мгновенных перемещений каждой точки вдоль экваториальной линии протектора относительно нормального положения в статике. Это положение определяется составляющими перемещения точек в радиальном и тангенциальном направлениях.

Следовательно, мгновенное перемещение каждой точки протектора получается при сложении двух мгновенных векторов: радиального и тангенциального перемещений.

Увеличение давления воздуха в шине слегка сдвигает кривые в сторону высокой частоты. Это не вызывает серьезных изменений в форме резонансной кривой, однако пики амплитуд слегка увеличиваются. С увеличением размера шины резонансные частоты сдвигаются в сторону меньших величин. Вне резонансной зоны сдвиг фаз на ступице по отношению к колебаниям вибрационного стола составляет 180° . В зоне первого частотного резонанса сдвиг фаз резко возрастает до 270° .

Рассмотрим мгновенные экваториальные профили радиальных и диагональных шин (рис. 104), построенные для момента наибольшей амплитуды при различных частотах, указанных на кривых [38]. Соответственно выбранному способу возбуждения мгновенные линии деформации шин всегда имеют вертикальную плоскость симметрии. На каждом рисунке отрезок c характеризует величину амплитуды вибростола. Деформация в точке между камерой и каркасом при угле $\theta = 0^\circ$ часто оказывается слегка больше хода виб-

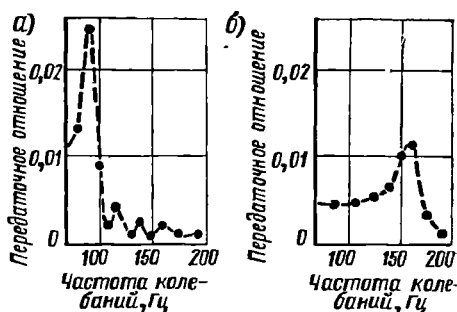


Рис. 103. Высокочастотная часть передаточных кривых: а — для радиальной шины; б — для диагональной шины

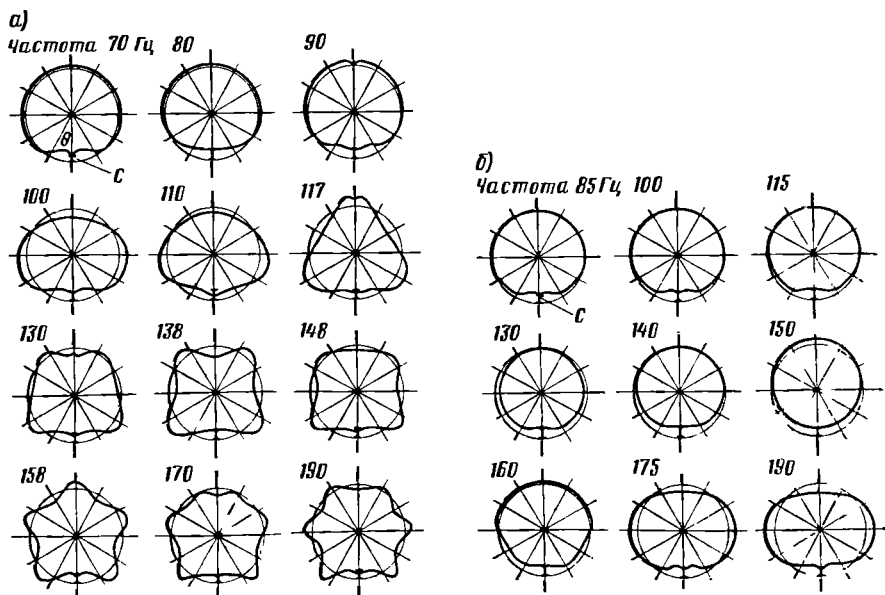


Рис. 104. Экваториальные линии деформации шины при различных частотах колебаний; а — радиальная шина; б — диагональная
 θ — фазовый угол в градусах

ростол. У шин диагональной конструкции при частотах более низких, чем частота первого главного резонанса, деформация шины ограничивается зоной, близкой к зоне контакта.

При частоте первого резонанса деформационные линии шин обоих типов подобны как по форме, так и по амплитуде. И те и другие имеют два отклонения, каждое из которых соответствует одной длине волны вдоль шины. Дальнейшее увеличение частоты приводит к появлению еще двух отклонений в деформационной линии — появлению двух волн. Для диагональных шин это наивысшая частота. У радиальных шин подобное число волн появляется при более низких частотах. С увеличением частоты у этих шин увеличивается число длин волн вдоль периферии шины, достигая шести при 200 Гц. При резонансных частотах амплитуда вибраций экваториальных линий обычно такая же, как и амплитуда возбуждения, или даже несколько больше ее. Когда у шин обоих типов имеется одно и то же число длин волн, амплитуды их почти равны. Боковины шины всегда колеблются вне фазы по отношению к протектору, т. е. когда одни элементы сжимаются, другие растягиваются и наоборот. Приведенные выше деформационные линии соответствовали моменту, когда амплитуда в зоне контакта достигала максимума. Однако максимальная амплитуда ступицы имеет фазовое отставание по отношению к прилагаемому возбуждению и поэтому конфигурации шины в период переходного процесса будут отличаться от приведенных выше.

Проведенное исследование позволяет установить связь между мгновенными деформациями протектора и вертикальной результирующей силой на ступице. Они показали, что передача вибраций от протектора к колесу зависит от жесткостных и демпфирующих свойств боковин.

Таким образом, шина является сложным колебательным контуром, который в зависимости от частоты внешнего воздействия ведет себя по-разному. В зоне средних частот (10—20 Гц) колесо с шиной колеблется как сосредоточенная масса на пружине с параллельно подключенным слабым демпфером. Пружина имитирует жесткость оболочки и воздуха, а демпфер — внутреннее трение в материалах шины, трение в контакте и в сжатом воздухе. Декремент затухания колебаний для катящейся шины значительно меньше, чем для неподвижного колеса, что обусловлено переносом части энергии сжатия в зону восстановления. Причем с увеличением скорости процесс переноса энергии колебаний из зоны сжатия в зону восстановления повышается. Происходит подвод энергии от дороги к колесу.

Характеристика среднечастотных колебаний определяется динамической жесткостью шины и инерцией системы. Энергоемкость таких колебаний достаточно велика.

При повышении возмущающей частоты наряду с указанными вертикальными колебаниями возникают распределенные колебания протектора и боковин вдоль окружности, обусловленные перемещением точек профиля шины в радиальном и тангенциальном направлениях. Вначале (в дорезонансной зоне) эти колебания у диагональ-

ных и радиальных шин следуют их деформационным линиям g и p (рис. 105). Колебания симметричны относительно вертикальной оси и у обеих шин по одной волне.

В зоне главного частотного резонанса оба типа шин имеют уже по две волны. Это соответствует наибольшему числу волн для диагональных шин. У шин радиальной конструкции при дальнейшем повышении возмущающей частоты повышается и число волн. Форма колебаний оболочки изменится с изменением частоты приложения нагрузки. При определенной частоте приложения нагрузки инерционная масса оболочки в прилегающей к контакту и верхней зонах шины вызовут появление волны так, как это показано на рис. 105. Шина вибрирует подобно натянутой струне или барабану. Главной особенностью пневматической шины является то, что при взаимодействии с дорогой в перемещении участвует не вся масса колеса, а лишь небольшая часть массы шины, заключенная между недеформированным окружностью O и линией деформированного профиля g или p . Величина этой массы изменяется по мере изменения нормальной деформации шины, т. е. $m_{\text{н}} = f(h)$.

У радиальных шин перемещающаяся масса существенно больше, чем у диагональных. Если у диагональных шин в перемещении участвует масса оболочки, прилегающая к зоне контакта, то у радиальных шин — еще и масса почти всей беговой дорожки (рис. 105).

При качении по ровному гладкому покрытию дороги, несмотря на различие внешних форм обоих типов деформированных шин, существенной разницы в их работе не наблюдается. Лишь вследствие меньшей динамической жесткости радиальных шин они обеспечивают более мягкую езду. При движении же по неровному покрытию или по разбитому покрытию дорог в результате ударного приложения внешней нагрузки величина перемещающейся массы, жесткость брекера и структура боковин уже оказывают большое влияние на поведение шины.

У радиальной шины ввиду быстрого перемещения большой массы оболочки, большой жесткости брекера и низкого гистерезиса боковин возникает более жесткий удар о неровность, чем у диагональной шины, и более интенсивная передача нагрузок на ступицу при частоте 80—90 Гц. Чем больше перемещающаяся масса оболочки, тем ниже частота собственных колебаний. При ударе возникает, как было указано выше, два типа резонансных колебаний: средне-

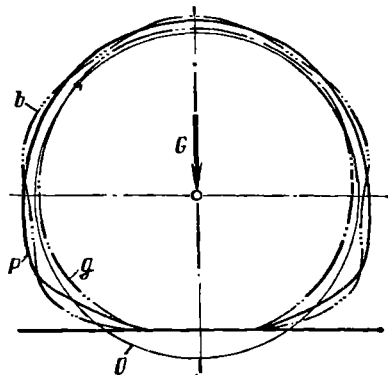


Рис. 105. Схема деформационных экваториальных линий ненагруженной шины O диагональной (g), радиальной (P) и распространение волны (b) по контуру радиальной шины

частотные распределенные высокочастотные колебания. В зоне высокочастотных колебаний (при 80—90 Гц) передаточная функция радиальных шин значительно выше, чем у диагональных, из-за того что при таких колебаниях деформация боковин и гистерезис в них у диагональных шин по окружности выше, чем у радиальных. При частотах выше 100 Гц передаточная функция радиальных шин резко уменьшается и по своей интенсивности приближается к диагональным шинам. Это обусловлено тем, что при такой скорости приложения внешнего возбуждения изменяется характер деформирования оболочки радиальной шины. В этом случае у радиальной шины успевает деформироваться в основном лишь масса оболочки, прилегающая к зоне контакта.

Опыты показывают, что передаточная функция радиальных шин с трехслойным каркасом ниже, чем с двухслойным, следовательно шины, имеющие большие гистерезисные потери (особенно в зоне боковин), лучше гасят колебания и в меньшей мере передают воздействие неровностей дороги на ось колеса. Помимо указанных колебаний, при определенных критических скоростях движения на выходе из контакта шины возникает также стоячая волна, обусловленная действием инерционных сил, которая появляется вначале в поперечном, а затем и в окружном направлении.

5. ВЛИЯНИЕ ШИН НА ШУМООБРАЗОВАНИЕ АВТОМОБИЛЯ

В начальный период развития автостроения основное внимание было направлено на обеспечение прочности конструкции. В дальнейшем требования к конструкции автомобилей, а следовательно, и к отдельным его элементам расширились и повышались. В сфере требований повышения комфортабельности движения существенное внимание, особенно в последнее десятилетие, стало уделяться снижению шумности конструкций. В этой области появились достаточно жесткие международные предписания. Автомобильные шины, как упругие элементы, через которые осуществляется непосредственный контакт с дорожным покрытием и которые в зависимости от своих свойств демпфируют или усугубляют возмущающее воздействие от неровностей дорожного покрытия, являются весьма важным элементом в цепи шумообразования. Это тем более необходимо иметь в виду, что усвершенствования, направленные на выполнение каких-то определенных технических требований (скажем, повышение сцепления с дорогой), с другой стороны, приводят к ухудшению шумовых характеристик шины.

Таким образом, требования снижения шумообразования имеет при его реализации вполне определенные пределы, обусловленные комплексом требований к другим эксплуатационным показателям шин.

Рассматривая проблему шума, следует иметь в виду два ее аспекта: внешний шум и внутренний шум в автомобиле. Первое связано с возмущающими и мешающими вторжениями в окружающую среду (эти шумы слышны на улице и в домах — так называемый

городской и дорожный шум), второе — снижение комфортабельности езды в автомобиле и соответственно повышение утомляемости водителя и пассажиров. Существенно и то и другое. Поэтому ниже проблема влияния шин на шумообразование автомобиля рассматривается с точки зрения как внешнего, так и внутреннего шума.

Шум возникает главным образом на тех участках шины, которые соприкасаются с дорожным покрытием. Шина в накачанном состоянии представляет собой как бы туго натянутый барабан, шум от которого следует оценивать, учитывая особенности дорожного покрытия. Обычно говорят о следующих причинах шума от шин: шероховатость дороги и ее крупные неровности, трение между дорогой и протектором (визг при торможении, на повороте), трение о воздух, тип рисунка протектора, воздух в ячейках протектора (при соприкосновении с дорогой воздух из них выходит с характерным свистом), вода на дорожном покрытии, ее перемещение относительно протектора, дефекты шин (дисбаланс, биение, неравномерная жесткость).

Есть некоторая разница в степени влияния шин на шумообразование грузового и легкового автомобиля (рис. 106). У грузовых автомобилей, как правило, доминируют иные источники шумов, чем шины. Данные этого рисунка соответствуют неподвижному автомобилю. У легковых автомобилей шум от шин является уже весьма заметной составляющей.

Наружный и внутренний шум в автомобилях измеряют специальной шумоизмерительной аппаратурой. Влияние шин на шумообразование проверяют в стендовых (лабораторных) или дорожных условиях. Для оценки влияния шин на шумообразование обычно регистрируется уровень звука в децибелах (дБ А) в зависимости от скорости движения автомобиля.

Для анализа особенностей источников звука записывают его спектр. Внутренний шум записывают в салоне или кабине автомобиля при расположении микрофона на уровне головы водителя или пассажира. Тип дорожного покрытия выбирают в зависимости от назначения автомобиля.

Наружный шум регистрируют при помощи той же аппаратуры на различном расстоянии микрофона от шины или автомобиля (в зависимости от цели эксперимента).

Заметим, что в принципе некоторые современные шины на определенных видах дорог порождают звук, уровень которого ниже других источников звука на автомобиле. В то же время является примечательным, что два источника звука производят лишь немного

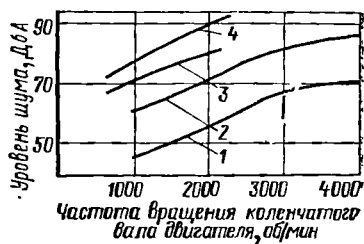


Рис. 106. Шумообразование неподвижного автомобиля при различных частотах вращения коленчатого вала:

- 1 — легковой автомобиль, внутри;
- 2 — легковой автомобиль, снаружи;
- 3 — грузовой автомобиль, внутри;
- 4 — грузовой автомобиль, снаружи

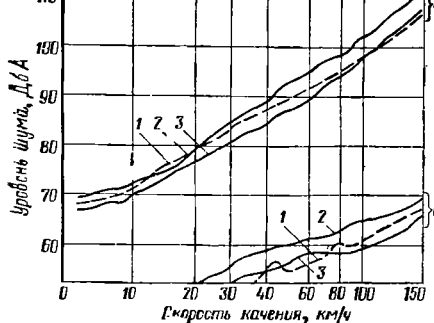


Рис. 107. Влияние шин (радиальные 185—14Р и диагональные 7,35—14) на шумообразование автомобиля на барабанном стенде:

а — наружный шум (6 см позади левого переднего колеса); б — внутренний шум (закрытые окна, микрофон на уровне головы водителя);

1 — диагональные шины, протектор — продольные ребра; 2 — радиальные шины, протектор — отдельные блоки; 3 — радиальные шины, протектор — продольные ребра

больше шума, чем один. Например, два источника по 60 дБ А создают вместе шум с уровнем 63 дБ А. Воздушные колебания (выражающиеся в звуке) накладываются друг на друга, частично интерферируют, и в результате происходит лишь слабое его увеличение. Это становится еще более заметным на примере двух источников различной интенсивности. Так, источники в 60 и 75 дБ А дают в комбинации лишь 75,1 дБ А. Менее сильные из источников почти не влияют на общий уровень шума. Поэтому шины, дающие уровень звука, например, до 60 дБ А, почти ничего не добавляют к общему уровню шума остальных частей автомобиля, если он составляет, скажем, 70 дБ А.

На рис. 107 показаны результаты замера внешнего и наружного шума легкового автомобиля на шинах различной конструкции с различным рисунком протектора. Замеры осуществлялись при выезде (свободном качении) автомобиля на барабанном стенде. Влияние рисунка протектора на уровень шумообразования при прочих равных условиях внутри салона легкового автомобиля и в 1,5 м сбоку от автомобиля можно представить себе соответственно по табл. 9 и 10. Рисунки протектора в виде блоков и продольных ребер в современном «бесшумном» конструктивном оформлении не обнаруживают существенной разницы в уровне внутреннего шума в салоне автомобиля. Шины с зимним рисунком протектора с шипами (правильно установленными) и без них значительно более шумны. Однако на мелкозернистом асфальтобетонном покрытии такие шины менее шумны, чем обычные шины на брусчатой мостовой.

То же относится и к уровню наружного шума (табл. 10).

О шумообразовании шин целесообразно судить по наружному шуму, т. е. шуму, непосредственно передающемуся от шин в виде колебаний воздуха.

Как показывают исследования [42], в области шумообразования грузовых шин четко вырисовывается разделение шин на три группы по рисунку протектора: самые «шумные» — шины старой конструкции с замкнутыми выемками, восстановленные наложением протектора; менее шумные — шины с центральной беговой дорожкой и поперечным расчленением (с достаточно узкими канавками) боковых зон; наименее шумные — шины с рисунком протектора в виде продольных ребер.

Таблица 9

Тип протектора	Брусчатое покрытие, скорость 50 км/ч, III передача	Мелкозернистое асфальтобетонное покрытие, скорость 60 км/ч, III передача	Крупнозернистое асфальтобетонное покрытие		
			Скорость 90 км/ч, IV передача	Скорость 90 км/ч, выбег	Скорость 120 км/ч, IV передача
Рисунок в виде отдельных блоков	73	65	74	68	75
Продольные ребра	72	65	74	68	75
Зимний без шипов	74	66	75	69	77
Зимний с шипами	76	68	77	71	81

Таблица 10

Тип протектора	Мелкозернистое асфальтобетонное покрытие, скорость 60 км/ч		Крупнозернистое асфальтобетонное покрытие, скорость 90 км/ч	
	III передача	Выбег	IV передача	Выбег
В виде отдельных блоков	85	81	91	87
Продольные ребра	85	81	91	87
Зимний без шипов	87	84	93	89
Зимний с шипами	91	87	95	91

Замкнутые выемки в протекторе, заранее предусмотренные или образовавшиеся в результате износа, задерживают в себе воздух и, прижимаясь затем к дорожному покрытию, полностью замыкают его. Этот воздух оказывается в выемках под давлением выше или ниже атмосферного. При выходе из контакта выемки раскрываются, происходит выравнивание давления, что сопровождается характерным шумом. Основная частота такого шума непосредственно связана с количеством указанных выемок в протекторе и прямо пропорциональна скорости качения.

Замкнутые выемки могут появиться практически на любом протекторе в результате его износа. Однако принципиально иная природа шумообразования у протектора, например с поперечным расчленением. При свободном качении шины (без тягового усилия) элементы протектора в зоне контакта подвергаются сдвигу и окружному сжатию.

При выходе из зоны контакта кромки элементов «выщелкиваются», что приводит к возникновению вибраций в элементах протектора и боковинах с последующими колебаниями воздуха. Наличие тяговых усилий увеличивает шумообразование. Это является

характерным для шин со сплошной центральной дорожкой и поперечным расчленением, которые во многих странах признаны как лучший вариант для ведущих мостов. Эти шины, обеспечивая хорошие тяговые характеристики автомобилю, характеризуются более высоким сроком службы по сравнению с шинами с протектором с продольными ребрами на ведущих колесах. Однако на ведомых колесах, особенно управляемых, такие шины в значительной степени подвержены неравномерному износу. Большой срок службы указанных шин частично обеспечивается увеличенной высотой рисунка протектора (в США, например, протектор таких шин имеет глубину 18—19 мм против 13 мм у шин с продольными ребрами). На ведущих мостах эти более шумные шины оказываются более экономичными (в США средний срок службы указанных шин на ведущих мостах составляет около 160 000 км против 65 000—100 000 км у шин с протектором с продольными ребрами). Как показывает опыт, использование шин с протектором с продольными ребрами экономично только на управляемых мостах и прицепах (или ведомых неуправляемых мостах).

Границы разделения шин на три категории могут сдвигаться в ту или иную сторону в зависимости от вида дорожного покрытия. Однако принцип разделения сохраняется.

В соответствии с основными положениями теории акустики общая интенсивность шума от шины должна быть пропорциональна числу отдельных источников, генерирующих звук в единицу времени. Для строго определенного числа элементов протектора по окружности скорость является определяющим фактором для уровня звука.

Дополнительно большая скорость увеличивает значимость вибраций протектора и увеличивает их частоты, что изменяет картину акустического взаимодействия между шиной и воздухом. В целом с ростом скорости во всех случаях происходит интенсивное возрастание как уровня звука, так и звукового давления.

Рассматривая протектор как один из генераторов шума от шин, необходимо остановиться на таком производителе шума, как износ протектора. Как показывают замеры, износ протектора шины наполовину увеличивает уровень звука примерно на 3—5 дБ А (рис. 108). У шин разного типа максимальное шумообразование происходит при разной степени износа. Есть шины, для которых максимум генерируемого звука соответствует полному износу протектора.

Большая величина сил, действующих на элементы протектора, содействует увеличению шумообразования вне зависимости от того, откуда они действуют. Увеличение нагрузки на шину в пределах, допускаемых действующими нормами, вызывает рост уровня звука на 1—3 дБА для шин с протектором «продольные ребра», на 6—8 дБА для шин с универсальным рисунком протектора и на 4—6 дБА для шин с протектором, имеющим замкнутые выемки.

Давление воздуха в шинах не имеет определенного влияния на шумообразование грузовых шин, увеличивая шумообразование у одних шин и уменьшая его у других.

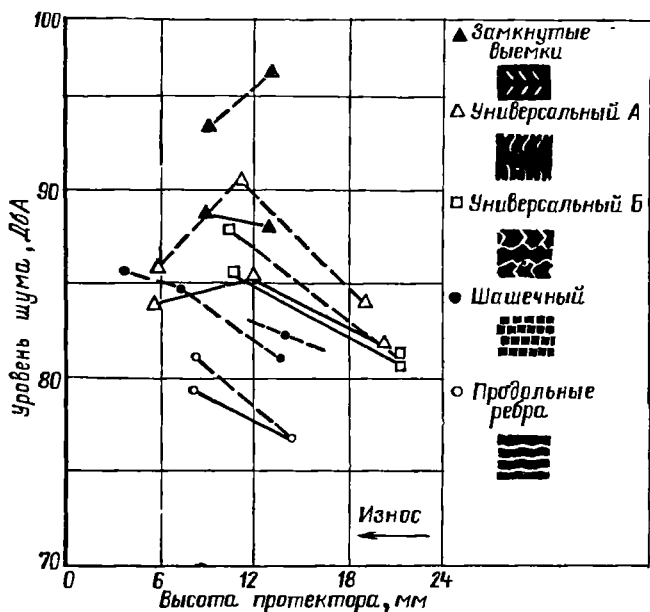


Рис. 108. Зависимость шумообразования шин от степени износа протектора при скорости движения 90 км/ч:
— асфальтобетон; — — — цементобетон

Многочисленные исследования проблемы снижения шума шин от протектора привели к производству шин с неодинаковым шагом элементов рисунка. Благодаря этому вместо шума в виде «визга» у старых образцов шин имеет место приглушенная многочастотная звуковая гамма, причиняющая по сравнению с «визгом» значительно меньше беспокойства. Визг у современных шин появляется лишь при проскальзывании в процессе движения на повороте с большой скоростью. В ряде случаев этот «визг» удается устранить за счет применения протекторных резин специальных рецептур.

В табл. 11 приведены результаты принципиального исследования [47], целесообразного расчленения протектора легковых шин с точки зрения шумообразования. Внешний шум замеряли на барабанном стенде, микрофон был расположен в 1,5 м от шины. Результаты замеров оказались в противоречии с восприятием человеком шума от шины. Протектор, отмеченный в табл. 11 как наиболее шумный, в действительности оказался самым «приятным» с точки зрения восприятия шума человеком. Это весьма частое явление при измерениях шума, когда человеческое восприятие шума не только оказывается различным у разных людей, но и приходит в противоречие с измеренным аппаратурой. Это связано с тем, что в принципе отсутствует однозначно правильный масштаб оценки, а применяемого в качестве оценочного параметра уровня звукового давления далеко не достаточно.

У испытанных шин (см. табл. 11) протекторы с низким уровнем

Вид расчленения протектора	Уровень звука при скорости, дБА			Субъективное восприятие звука
	90 км/ч	120 км/ч	150 км/ч	
Нерасчлененный протектор	50	55	60	—
Расчленение на отдельные прямоугольные блоки	70	82	90	Чистый тон
Равномерное расчленение	70	88	96	Шум с низкими тонами
Гармоническое расчленение	73	92	97	Приглушенный шум
Гармонически пульсирующее расчленение	68	83	—	Шум
Серийная шина с магистральным рисунком протектора (продольные зигзагообразные ребра с ножевыми надрезами и поперечными канавками в плечевых ребрах)				

величин децибел в действительности генерируют побочные тона, воспринимаемые человеком как неприятные и раздражающие. В то же время протектор с гармонически пульсирующим расчленением, дающим самый высокий уровень значений децибел, производит приглушенный шум, спокойно воспринимаемый человеком.

В заключение этого раздела вернемся к проблеме внутреннего шума от шин, например, в салоне легкового автомобиля, т. е. практически к некоторым вопросам вибрационных свойств шин, поскольку, как уже отмечалось, внутренние колебания воздуха в салоне являются следствием механических колебаний элементов кузова, модулированных в большом числе механических колебательных контуров, расположенных между шиной и салоном автомобиля. В последние годы эта проблема стала более острой в связи с появлением радиальных шин, имеющих специфические вибрационные характеристики. Степень приспособленности автомобиля и его подвески сказывается не только на уровне вибраций, оцененных по уровню ускорений отдельных элементов, например кузова, но и в уровне шума в салоне. Таким образом, при выполнении мероприятий по виброизоляции кузова автомобиля в большой степени решается вопрос снижения шумообразования внутри автомобиля и повышения его комфортабельности.

Глава VI

ВЛИЯНИЕ ДИСБАЛАНСА ШИН НА РАБОТУ АВТОМОБИЛЯ И ИЗНОС ПРОТЕКТОРА

1. ДИСБАЛАНС И БИЕНИЕ КОЛЕСНОГО УЗЛА

С увеличением скоростей движения все большее влияние на работу автомобилей оказывают дисбаланс и биение вращающихся масс, и в первую очередь ступиц, тормозных барабанов, ободов и шин.

Проблема балансировки колес существует почти со времени появления автомобиля. Однако, когда скорости движения были незна-

чительны и покрытия дорог несовершенны, сравнительно большой дисбаланс и биение оказывали малое влияние на работу автомобиля и поэтому не принимались во внимание. По мере увеличения скоростей движения и усовершенствования покрытий дорог влияние дисбаланса и биения колес на работу автомобиля возрастало. В настоящее время большинство отечественных автомобилей, особенно грузовых автомобилей, эксплуатируют еще с несбалансированными колесами.

Необходимость балансировки и допустимая величина дисбаланса колес грузовых автомобилей зависит в основном от конструктивных особенностей ходовой части и рулевого управления автомобиля, а также размеров и веса шин и колес.

Наличие неуравновешенности и биения затрудняет управление автомобилем, снижает срок службы шин, амортизаторов, рулевого управления, увеличивает расходы на техническое обслуживание, ухудшает безопасность движения.

Автомобильное колесо, являясь деталью вращения, должно иметь симметричную форму, т. е. все точки его поверхности в сечениях должны быть равно удалены от оси вращения и центр тяжести его должен лежать на этой оси. Колесо считают уравновешенным, если ось его вращения одновременно является и главной центральной осью инерции.

Однако колесо и его детали изготовляют с весьма определенными допусками и поэтому в общем случае оно несимметрично и не уравновешенно.

Различают статическую, динамическую и комбинированную неуравновешенность. Статической неуравновешенностью считается такая, при которой главная центральная ось инерции колеса (колесного узла) параллельна оси вращения, но не совпадает с ней (рис. 109, а).

В этом случае колесо уравновешивается одной массой m , расположенной в плоскости, перпендикулярной оси вращения и проходящей через его центр тяжести.

В процессе качения колеса неуравновешенная масса m_n создает центробежную силу P_c (рис. 109, б), которая растет пропорционально квадрату скорости вращения ω :

$$P_c = m_n \omega^2 r = m_n \frac{v^2}{r} = \frac{G}{9,81} \frac{v^2}{r},$$

где ω — угловая скорость вращения колеса;

r — расстояние от оси вращения центра тяжести неуравновешенной массы;

v — окружная скорость центра тяжести неуравновешенной массы, м/с;

m_n — неуравновешенная масса.

При вращении колеса непрерывно меняется положение неуравновешенной массы и направление действия центробежной силы. В момент, когда тяжелое место находится внизу, центробежная

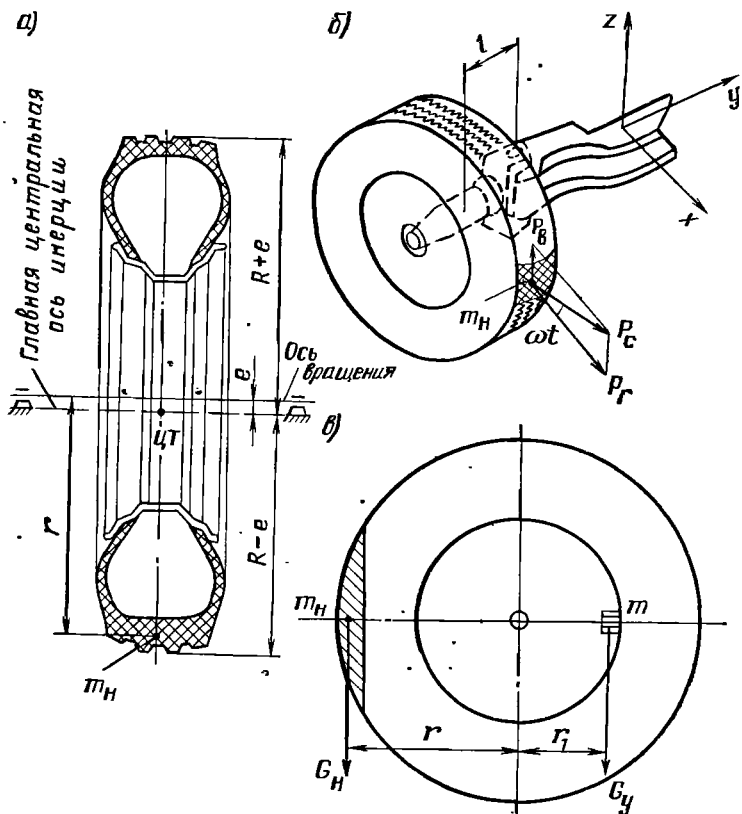


Рис. 109. Схема статической неуравновешенности колеса

сила прижимает колесо к дороге, а через 180° она действует в противоположном направлении. Вертикальная составляющая P_v центробежной силы по времени имеет синусоидальный характер изменения $P_v = P_c \sin \omega t$ (рис. 109, б). Угол ωt отсчитывается от горизонтальной оси.

В горизонтальной плоскости, проходящей через ось колеса, центробежная сила стремится повернуть колесо около шкворня сначала в одном, а затем (через 180°) в противоположном направлении.

Неуравновешенная масса, образовавшаяся в силу каких-то причин (неточность обработки, неравномерность распределения материала), может быть расположена в любом месте колеса как по ширине, так и по отношению к оси вращения. В том случае, когда центр тяжести колеса не совпадает с осью вращения, сила тяжести неуравновешенной массы m_n создает вращающий момент $G_n r$ (рис. 109, в). При наличии такой неуравновешенности свободно установленное на оси колесо будет сохранять состояние покоя только в том случае, если неуравновешенная масса займет край-

нее ниже положение (см. рис. 109, а). Чтобы уравновесить данное колесо статически, т. е. привести его в такое состояние, при котором центр тяжести будет расположен на оси вращения, нужно с диаметрально противоположной стороны колеса установить уравновешивающий груз G_y с таким расчетом, чтобы момент G_{Hr} уравновешивался моментом $G_y r_1$. Такое уравновешивание называется статической балансировкой (см. рис. 109, в).

В отличие от статического динамический дисбаланс может быть обнаружен лишь при вращении колеса. Он обусловлен неравномерностью распределения массы по ширине колеса. У динамически неуравновешенного колеса ось вращения проходит через его центр тяжести и составляет некоторый угол с главной центральной осью его инерции. Неуравновешенные массы колеса в этом случае приводятся к двум массам m_H , лежащим в диаметральной плоскости (рис. 110, а). При вращении колеса в местах расположения центров тяжести неуравновешенной массы возникают центробежные силы P_c . Эти силы, действуя в противоположных направлениях, создают пару сил, момент которой равен $M = P_c a$. Он характеризует величину динамического дисбаланса. Для достижения динамического равновесия необходимо на закрайках обода в плоскости действия указанной выше пары сил с внутренней и наружной стороны укрепить уравновешивающие грузики, создающие центробежные силы P'_c , уравновешивающие момент от сил P_c (рис. 110, б). Динамический дисбаланс повышается обычно с увеличением ширины колеса.

Наиболее общей (комбинированной) неуравновешенностью колеса является такая, при которой оно имеет статический и динамический дисбаланс (рис. 110, в, г). Комбинированную неуравновешенность колеса определяют способом динамической балансиров-

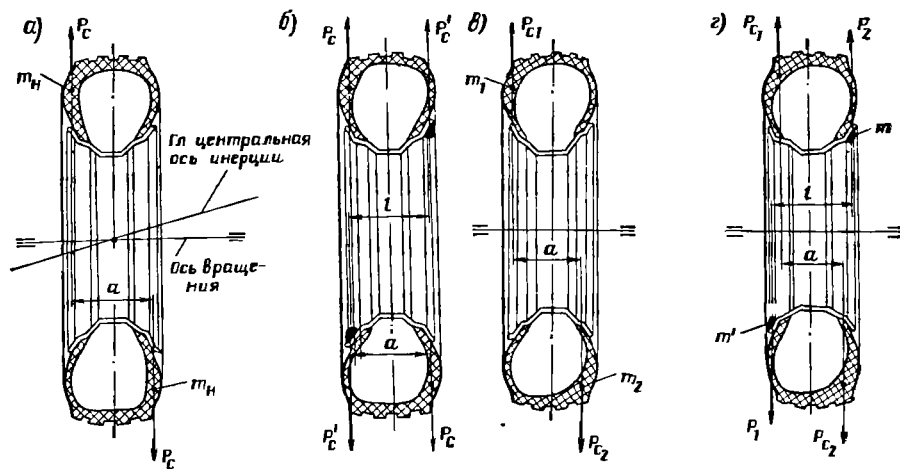


Рис. 110. Схема устранения неуравновешенности:

а — динамически неуравновешенное колесо; б и г — уравновешенные колеса; в — статически и динамически неуравновешенное колесо

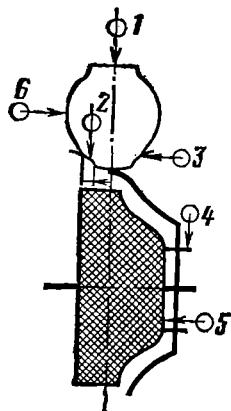


Рис 111. Схема замера радиального и торцового биения колеса:

1 — радиальное биение шины в сборе с колесом; 2 — радиальное биение полки обода; 3 — боковое биение закраины; 4 — радиальное биение окружности спилек; 5 — торцовое биение привалочной плоскости тормозного барабана; 6 — боковое биение шины (кружочками условно обозначены индикаторы)

ки. Ее оценивают величиной силы и момента, создаваемых центробежными силами P_{c1} и P_{c2} неуравновешенных масс m_1 и m_2 . Известно, что любое неуравновешенное тело можно уравновесить двумя противовесами, расположенными в двух любым образом выбранных плоскостях приведения. Следовательно, для уравновешивания такого колеса с обеих сторон его на ободе нужно установить в противофазах грузики m и m' (см. рис. 110, з). Величина и расположение этих грузиков должны быть такими, чтобы при вращении колеса они создавали уравновешивающую силу и момент, т. е. $P_{ca} = P_1l$; $P_{c2} - P_{c1} = P_2 - P_1$. Колесо, уравновешенное динамическим способом, является и статически уравновешенным. Поэтому способ динамической балансировки изделий является наиболее общим и предпочтительным.

Дисбаланс изделия может быть конструктивным и технологическим. Конструктивный дисбаланс обусловлен конструкцией изделия, например вырубкой вентиляющего паза в ободе, зазора в замочном кольце, переменным шагом рисунка протектора, люком для регулировки тормозов в тормозном барабане. Его определяют расчетом и учитывают при общей компоновке узла, сводя к минимуму. Технологический дисбаланс возникает в результате неточности изготовления изделия, т. е. отклонения размеров, неоднородности материалов и неточности геометрической формы, возникающих при заданном технологическом процессе.

Точность изготовления деталей колесного узла оценивается радиальным и боковым биением, овальностью, местными отклонениями формы, плавно изменяющимися по длине дуги. Радиальное и боковое биения вращающихся элементов колеса являются основным источником его неуравновешенности. Овальность практически не влияет на дисбаланс. Радиальное биение характеризуется разностью расстояний любых точек беговой дорожки от оси колеса. Обычно контролируют радиальное биение посадочных полок обода, биение окружности спилек, радиальное биение шины в сборе с

колесом. Боковое биение характеризуется разностью расстояний боковой поверхности за оборот колеса от плоскости, перпендикулярной к оси вращения его. Величины радиального и бокового биения зависят от точности изготовления отдельных компонентов колеса. Места замера радиального и бокового биения деталей колесного узла показаны на рис. 111. Обычно биение измеряют индикатором.

2. ФАКТОРЫ, ВЛИЯЮЩИЕ НА ДИСБАЛАНС И БИЕНИЕ ДЕТАЛЕЙ КОЛЕСНОГО УЗЛА

Проблема дисбаланса и биения непосредственно связана с качеством изготовления неподрессоренных вращающихся масс автомобиля: ступицы, тормозного барабана, колеса и шины. Создать идеальную конструкцию колесного узла, не имеющего дисбаланса и биения, практически невозможно. Поэтому на изготовление каждой детали в отдельности и колеса в сборе должны быть наложены определенные ограничения по величине дисбаланса и биения, которые устанавливают исходя из условий работы последних и технологических возможностей изготовления изделий.

Нормирование величины дисбаланса и биения сопряженных деталей позволяет удержать суммарный дисбаланс колесного узла в допустимых по условиям работы автомобиля пределах или получить такую суммарную величину дисбаланса, которая легко уравновешивается при балансировке небольшим числом грузиков. Общий дисбаланс колесного узла представляет собой векторную сумму дисбалансов его отдельных деталей. Самое большое влияние на суммарную величину дисбаланса оказывает шина. Она наиболее удалена от центра вращения, имеет больший вес и сложную многокомпонентную конструкцию. Каждый лишний грамм материала оказывает тем большее влияние на величину дисбаланса, чем дальше он расположен от оси вращения. Дисбаланс шины складывается из дисбаланса покрышки, камеры, ободной ленты и зависит от их взаимного расположения. Неодинаковость толщины стенок камеры, место ее стыка, вентиль и плохая центровка ободной ленты приводят к увеличению дисбаланса. Для уменьшения дисбаланса вентиль крепят к камере на стороне, противоположной ее стыку. Камеру в покрышке устанавливают таким образом, чтобы легкий участок покрышки совпадал с тяжелым местом камеры. Дисбаланс камеры и ободной ленты относительно невелик по сравнению с дисбалансом покрышки.

К основным факторам, влияющим на дисбаланс и биение покрышки, относят: стыковку протектора, неравномерность протектора по толщине (допуск $\pm 0,76$ мм), стыковку корда в слое и слоев в каркасе и брекере, концентричное расположение бортовых колец, непостоянство угла наклона нитей корда, точность изготовления пресс-формы, неодинаковость радиальной жесткости шины по окружности, разную толщину боковин шины и т. п. Повышение требований к точности изготовления шин, строгий контроль за технологическими операциями и поступающими материалами позволя-

ет снизить величину дисбаланса, улучшить качество шин, уменьшить расход материалов.

Дисбаланс шины зависит также от радиального и бокового биения посадочных полок и закраин обода. Биение обода значительно повышает дисбаланс шины.

Дисбаланс колеса зависит от точности изготовления его отдельных деталей: обода, съемного бортового и замочного колец, диска колеса, их взаимного расположения, точности установки колеса на ступице. Технологический дисбаланс обода и съемного бортового кольца зависят в первую очередь от точности отрубки заготовки, ее завивки, сварки, одинаковости толщины проката по его окружности.

Неточность отрубки заготовки, винтообразная завивка и последующая обрубка не позволяют получить точную геометрическую форму обода даже после его калибровки. Поэтому на точность исполнения указанных операций необходимо обращать самое пристальное внимание.

Дисбаланс колеса зависит также от точности установки его на ступице, т. е. радиального биения крепежных шпилек, торцевого биения привалочной плоскости, погнутости шпилек, биения и эксцентрисичности гаек, правильности установки ступицы на подшипниках.

3. ИССЛЕДОВАНИЕ ВЕЛИЧИН ДИСБАЛАНСА, БИЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ КОЛЕСНОГО УЗЛА

За последние годы к исследованию дисбаланса и биения деталей колесного узла как у нас в стране, так и за ее пределами привлечено внимание широкого круга специалистов. Это обусловлено возрастающим влиянием указанных факторов на вибрацию и нагрузки в рулевом приводе, шумность, устойчивость, безопасность, долговечность шин и ряда других деталей автомобиля.

Большой объем работ по исследованию дисбаланса и биения деталей колесного узла выполнен в НАМИ, НИИШПе, ЦКТБ колесного производства, шинных и автомобильных заводах и ряде других организаций.

Основной объем работ посвящен исследованию статического дисбаланса и биения шин и колес, что обусловлено в первую очередь простотой его определения.

Точность изготовления шин, колес, ступиц и тормозных барабанов непрерывно повышается, уменьшается их дисбаланс и биение. Поэтому для правильного представления о достигнутом уровне в этой области необходимо сравнить продукцию, относящуюся примерно к одному и тому же периоду производства.

Отечественный и зарубежный опыт показывает, что средняя величина дисбаланса шин прямо пропорциональна произведению их веса на свободный радиус, т. е. $D_{ср} = kG_{ш}r_0$,

где $G_{ш}$ — вес шины, кг;

r_0 — наружный радиус шины, см;

k — коэффициент пропорциональности.

Величина коэффициента k зависит от точности изготовления шин. Она характеризует достигнутый технический уровень в их производстве. По мере увеличения точности изготовления шин величина k будет уменьшаться.

На рис. 112 приведена зависимость статического дисбаланса шин от произведения их веса на свободный радиус. Кривая 1 соответствует допустимой величине статического дисбаланса импортных шин [45]. Указанные зависимости получены после обследования 65 000 шин. Для серийных импортных шин производства 1960—1965 гг. средний дисбаланс их равен примерно $0,0027 G_{\text{ш}}r_0$ кгс·см, а допустимый дисбаланс — $0,0042 G_{\text{ш}}r_0$ кгс·см.

Следовательно, допускаемый дисбаланс импортных шин на 55% больше его среднего значения. Установлено [45], что 90—95% шин с автострадным рисунком протектора укладываются в установленную в США и указанную выше норму дисбаланса.

Средний дисбаланс отечественных шин выпуска 1960—1965 гг. равен примерно $0,0038 G_{\text{ш}}r_0$ (кривая 3, рис. 112).

Исследования [48] показывают, что радиальное и боковое биение шин, выпускаемых шинной промышленностью зарубежных стран, колеблется от 0,5 до 2,3 мм. Среднее биение грузовых шин лежит в пределах 0,95—1,4 мм и почти не зависит от их типоразмера. Радиальное биение легковых шин производства 1960—1965 гг. имеет приблизительно такую же величину. Шины легковых автомобилей, выпускаемых многими европейскими странами, имеют в среднем величину радиального биения равную 1,8 и бокового — 2,3 мм.

Радиальное и боковое биение колес (ободьев) легковых автомобилей обычно не превышает 1,5 мм.

Распределение величин дисбаланса, радиального биения 500 шин размеров 8,25—20 и 9,00—22,5 приведено на рис. 113 [48]. Из 500 шин 96—97% укладываются в установленные в США нормы по дисбалансу — 8,3 кгс·см и радиальному биению 1,78 мм. Типичные кривые вероятности распределения дисбаланса в зависимости от размера шин приведены на рис. 114 [36]. Они показывают, что с повышением размера шин увеличивается поле разброса величины дисбаланса.

Величина дисбаланса широкопрофильных шин примерно равна дисбалансу двух обычных шин.

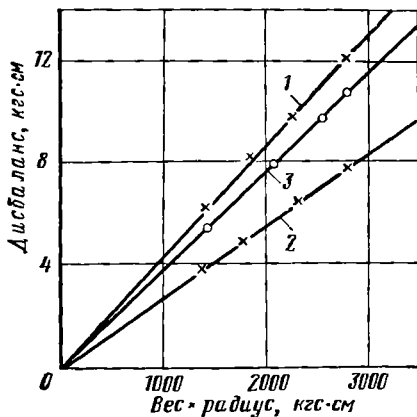


Рис. 112. Зависимость дисбаланса шины от ее веса и размера

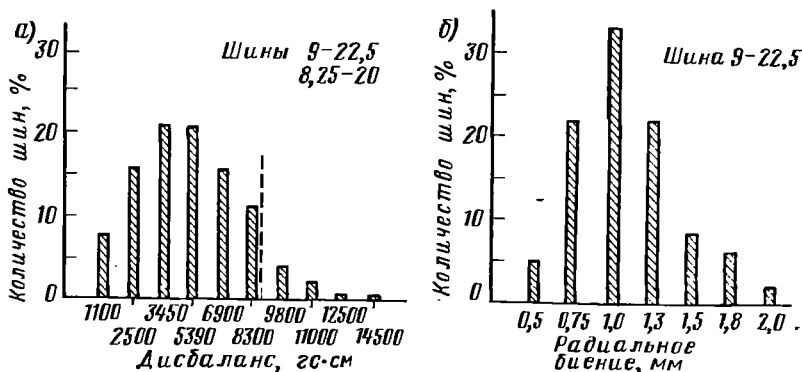


Рис. 113. Распределение дисбаланса (а) и радиального биения (б) шин

Опыты ЦКТБ колесного производства показали, что статический дисбаланс колеса соответствует величине и местоположению максимального радиального биения, т. е. технологический дисбаланс является результатом радиального смещения массы колеса относительно оси вращения. При несовпадении оси вращения колеса с его геометрической осью оно будет иметь технологический дисбаланс, пропорциональный величине эксцентриситета e (см. рис. 99).

$$D_{ст.м} = G_k e.$$

Биение колеса

$$\Delta R = (R + e) - (R - e) = 2e,$$

поэтому

$$D_{ст.м} = G_k \frac{\Delta R}{2}. \quad (31)$$

Зависимость статического дисбаланса от радиального биения колеса 7,0—20, полученная как подсчетом по приведенной зависимости, так и по большому числу опытных данных, показывает, что фактические величины среднего дисбаланса колес несколько меньше, подсчитанных по формуле (31). Это объясняется наличием на ободу местных отклонений от правильной окружности, достигающих в некоторых случаях 0,7—0,8 мм на дуге до 45°. Отмечено также наличие овальности ободьев, величина которой достигала в отдельных случаях 2 мм. Статический дисбаланс уменьшается с уменьшением радиального биения колес. Средний статический дисбаланс колес 7,0—20, выпускаемых с биением до 3 мм, составляет 3,7 кгс·см при разбросе данных от +3,5 до -2,0. С дисбалансом до 4 кгс·см выпускалось 80% колес и около 70% колес с биением от 0,5 до 2,5 мм.

Как уже было отмечено выше, статически уравновешенные колеса могут быть динамически неуравновешенными. Это, по данным

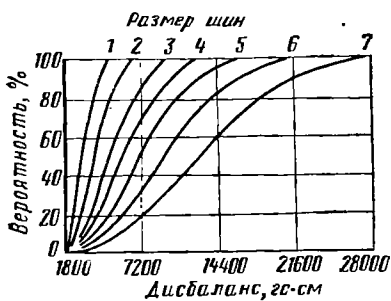


Рис. 114. Типичные кривые вероятности распределения дисбаланса у шин различных размеров:

1 — 7—17,5; 2 — 7,50—20; 3 — 8,25—20;
4 — 9—22,5; 5 — 10,00—20; 6 — 15—19,5;
7 — 18—19,5

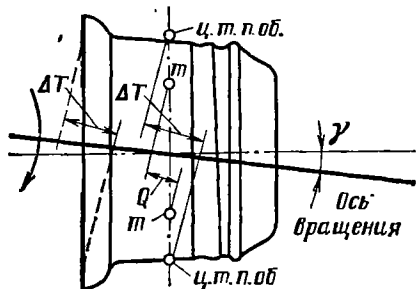


Рис. 115. Схема перекоса обода относительно диска

ЦКТБ колесного производства, обусловлено тем, что центры тяжести масс m каждой половины обода (рис. 115) лежат не в одной плоскости вращения, а смещены относительно друг друга на величину a . Центробежные силы указанных масс создают при вращении момент, называемый динамическим дисбалансом:

$$D_{\text{д}} = m_{\text{п.об}} \omega^2 r_{\text{ц.т.п.об}} a, \quad (32)$$

где $r_{\text{ц.т.п.об}}$ — радиус центра тяжести половины обода;

$m_{\text{п.об}}$ — масса половинки обода.

Величина динамического дисбаланса прямо пропорциональна плечу a , которое зависит от степени перекоса обода относительно диска:

$$a = 2r_{\text{ц.т.п.об}} \sin \gamma, \quad (33)$$

где γ — угол перекоса обода относительно диска. Боковое биение ΔT обода в зависимости от величины перекоса его относительно диска равно

$$\Delta T = 2r_{\text{т}} \sin \gamma. \quad (34)$$

Из соотношений (33) и (34) следует, что

$$a = \frac{\Delta T r_{\text{ц.т.п.об}}}{r_{\text{т}}}. \quad (35)$$

Подставляя выражение (35) в формулу (32), получаем зависимость динамического дисбаланса колеса от торцевого биения обода:

$$D_{\text{д}} = \frac{m_{\text{п.об}} \omega^2 r_{\text{ц.т.п.об}}}{r_{\text{т}}} \Delta T,$$

где $r_{\text{т}}$ — радиус, на котором производили замер бокового биения обода.

Расчетные и опытные данные ЦКТБ колесного производства по зависимости динамического дисбаланса от величины бокового биения при скорости 100 км/ч показали хорошее совпадение расчетных

и экспериментальных данных в области боковых биений более 2 мм. При меньшем боковом биении обода фактические величины динамического дисбаланса изменяются незначительно в связи с тем, что величина динамического дисбаланса определяется уже не только биением, но и равномерностью распределения материала по ширине обода, отклонением его геометрических размеров и т. п.

При заданной скорости величина динамического дисбаланса несколько превышает момент от центробежной силы статической неуравновешенности колеса относительно поворотного шкворня. Поэтому нужно наряду со статическим следить и за динамическим дисбалансом колеса в сборе с шиной.

Боковое и радиальное биение колеса приводит к значительной динамической и статической неуравновешенности сбалансированной шины.

Если за 100% принять величину дисбаланса колеса в сборе с шиной, то на долю колеса приходится за счет бокового биения 16—17%, а на долю шины 83—84%; за счет радиального биения на долю колеса приходится 31—32%, а на долю шины 68—69%. Такое большое влияние радиального и бокового биения колес на дисбаланс шин предъявляет к точности изготовления колес очень высокие требования, особенно к величине бокового биения, создающего динамическую неуравновешенность.

Фактически величины дисбаланса и биения ступиц и тормозных барабанов управляемых колес грузовых автомобилей средней грузоподъемности общего назначения примерно одинаковы. Дисбаланс лежит в пределах 1,5—4,0 кгс·см.

Статический дисбаланс шин, колес и ступиц в сборе с тормозными барабанами неодинаков у различных автомобилей. Несмотря на это, для различных групп автомобилей существует определенное соотношение между дисбалансом деталей, входящих в колесный узел. Если принять за 100% арифметическую сумму статических дисбалансов шин, колес и ступиц в сборе с тормозными барабанами, то можно получить представление о степени влияния каждого из указанных элементов на дисбаланс колесного узла. Для иностранных марок автомобилей дисбаланс составляет для шин 60—65%, для колес 20—23% и для ступиц с тормозными барабанами 12—20%. Исследование [46] показывает, что у легковых автомобилей большая часть дисбаланса колесного узла вызвана дисбалансом шины. У небольших грузовых автомобилей в общем дисбалансе колеса доля дисбаланса шин составляет 55%, ступицы колеса с тормозным барабаном — 35% и обода колеса — 10%. У автомобилей средней и большой грузоподъемности из общего дисбаланса колеса приходится на шину 74%, на ступицу с тормозным барабаном 18% и на обод 8%.

Вследствие улучшения технологии изготовления изделий дисбаланс обода и тормозного барабана стал еще меньше.

Для отечественных автомобилей с нагрузкой в кузове 5,5 т на долю шин приходится примерно 52%, на долю колеса 18% и на долю ступиц с тормозными барабанами 30%. Для автомобилей с

шинами регулируемого давления и ободами с распорными кольцами это соотношение равно примерно 45, 35 и 20% соответственно. Относительно большой процент дисбаланса колес указанных автомобилей обусловлен сложностью и особенностью их конструкции.

4. ВЛИЯНИЕ ДИСБАЛАНСА И БИЕНИЯ КОЛЕС НА РАБОТУ АВТОМОБИЛЯ

Колесный узел находится в первом ряду причин, нарушающих нормальную работу автомобиля. Поэтому на правильность качения колеса, отсутствия у него дисбаланса и биения обращается пристальное внимание. Исследованию влияния дисбаланса и биения деталей колесного узла на работу автомобиля посвящено значительное количество работ как у нас в стране, так и за ее пределами. Они показали, что дисбаланс и биение вращающихся неподдресоренных масс существенным образом влияют на работу автомобиля.

Центробежная сила, вызванная дисбалансом, увеличивается пропорционально квадрату скорости. Поэтому становится понятным, какое важное значение приобретает вопрос уравниваемости колес, особенно передних. Несбалансированность задних колес оказывает меньшее влияние на эксплуатационные характеристики автомобиля.

Большой комплекс исследований величин дисбаланса и биения элементов колесного узла и влияния их на работу автомобиля выполнен в НАМИ. Исследования показали, что одним из наиболее неприятных последствий дисбаланса и биения колес с шинами в сборе являются колебания колес, кабины, рамы и других частей автомобиля, которые, достигая значительной величины, становятся неприятными для водителя, ухудшают условия труда, снижают комфортабельность, устойчивость, управляемость, безопасность движения, приводят к преждевременному износу узлов и деталей автомобиля, вызывают повышенный неравномерный износ шин.

Несбалансированность передних колес существенным образом повышает переменные нагрузки на детали рулевого управления и другие агрегаты автомобиля, снижая их долговечность.

Если статический дисбаланс оказывает основное влияние на колебания управляемых колес легкового автомобиля, то влияние динамического дисбаланса больше сказывается на ведущих колесах. Полуоси ведущих колес нагружаются дополнительным переменным изгибающим моментом, обусловленным динамическим дисбалансом, и приводят к отказу в работе вследствие усталостных поломок.

На рис. 116 приведены результаты испытаний по влиянию дисбаланса на колебания колес автомобиля 4×2 вокруг шкворней (рис. 116, а) и величину усилия рулевого привода (рис. 116, б). При установке на автомобиль сбалансированных колес с номинальным и пониженным давлением воздуха в шинах левое колесо (пунктирные линии) автомобиля катится практически без замет-

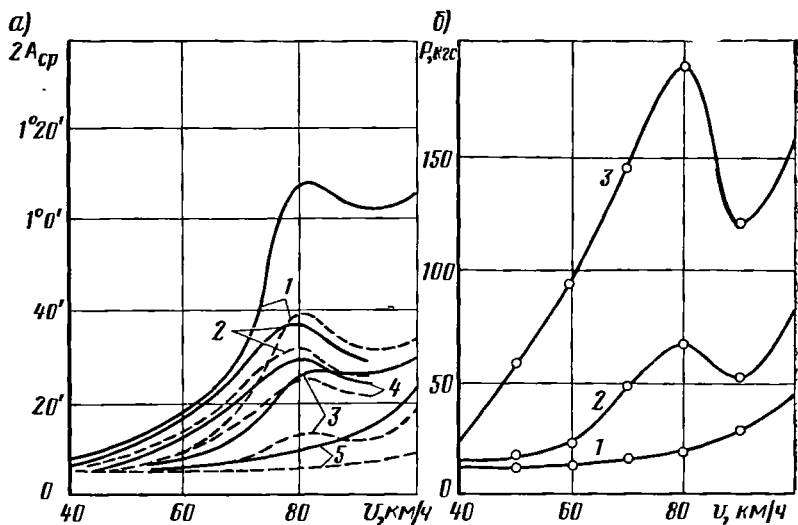


Рис. 116. Зависимость величины размахов колебаний $2A_{ср}$ управляемых колес вокруг шкворней и размахов усилий на правом поворотном рычаге от скорости: а — при различной величине и расположении дисбаланса: 1—5 — размахи колебаний управляемых колес при убывающих значениях дисбаланса колес; б — размахи усилий; 1 — колесо сбалансировано; 2 — дисбаланс имеет среднее значение; 3 — дисбаланс имеет максимальное значение

ных колебаний. Наибольшие колебания, возбуждаемые неровностями дороги, имеют быстро затухающий характер. Правое колесо автомобиля (сплошные линии), связанное через рулевую трапецию с рулевым приводом и обладающее поэтому большей свободой, с увеличением скорости под действием неровностей дороги колеблется с большей амплитудой. С увеличением скорости движения автомобиля амплитуда колебаний возрастает монотонно.

При наличии дисбаланса неуравновешенность колес вызывает периодические колебания, причем частота колебаний точно соответствует частоте вращения колес. С увеличением скорости движения амплитуда колебаний $A_{ср}$ растет в большей степени на правом колесе и достигает максимума при скорости 80 км/ч. При дальнейшем увеличении скорости амплитуда $A_{ср}$ уменьшается, достигает некоторого минимума при скорости 90 км/ч, а затем снова резко увеличивается. Следовательно, управляемые колеса испытуемого автомобиля имели первую резонансную частоту колебаний вокруг шкворней при скорости 80 км/ч. Наибольший размах колебаний на любой скорости наблюдаем в том случае, когда тяжелые точки правого и левого колес одновременно пересекают горизонтальную плоскость и располагаются друг относительно друга под углом 180° (перемещаются в противофазах), и минимальный — когда тяжелые точки по фазе совпадают.

Аналогичное влияние дисбаланса на колебания колес и усилия в рулевом приводе были получены и при испытаниях автомобиля

6×4. Опыты по определению нагрузок, возникших на правом поворотном рычаге, при различных значениях дисбаланса (рис. 116, б) показывают, что характер протекания кривых идентичен кривым рис. 116, а, а с увеличением дисбаланса колес значительно возрастают усилия в деталях рулевого управления. Дисбаланс 12 кгс·см при скорости 80 км/ч повышает усилие на правом поворотном рычаге в 2—2,5 раза по сравнению с усилием при сбалансированных колесах, а дисбаланс 45—48 кгс·см повышает усилие в 8 раз. Опыты показали, что при большом дисбалансе заметно ухудшается динамика автомобиля. Несбалансированность колес и шин является источником колебаний управляемых колес автомобиля с частотой, соответствующей угловой скорости вращения колес.

Большое влияние на колебания колес и нагрузок в деталях рулевого привода оказывает распределение неуравновешенных масс по ширине обода. Смещение дисбаланса в направлении от центра поворота (оси шкворня) вследствие увеличения плеча действия силы приводит к увеличению амплитуды колебаний колес и нагрузок. Перемещение грузиков, создающих дисбаланс, с внутренней на наружную крайину обода увеличивает при скорости 800 км/ч из-за динамической неуравновешенности амплитуду колебаний колес испытуемого автомобиля в 1,5—1,7 раза.

Результаты опытов по оценке влияния дисбаланса колесного узла на интенсивность износа шин изображены на рис. 117. Опыты показали, что статический дисбаланс колес увеличивает общую интенсивность износа шин автомобиля. Интенсивность износа увеличивается на 30—40% при дисбалансе 40,0 кгс·см. Дисбаланс оказывает большее влияние на интенсивность износа шин передних колес, чем задних. В точках максимального биения наблюдаем повышенный местный износ шин как на передних, так и на задних колесах автомобиля. Повышенный местный износ происходит и в области тяжелого места покрышки и тяжелого места колеса в сборе, причём местный износ в области тяжелого места покрышки и максимального биения наблюдаем и на автомобиле со сбалансированными колесами. Это показывает, что статическая балансировка колес в сборе навешиванием балансировочных грузиков на обод колеса не устраняет неравномерного местного износа шин, обусловленного биением колеса и наличием тяжелого места у шины. В процессе испытаний сбалансированность колес нарушается. Особенно интенсивное изменение дисбаланса отмечено в первые 8—10 тыс. км пробега. Для удержания дисбаланса колеса в сборе в пределах заводской нормы (например, 3,0 кгс·см) целесообразно проводить балансировку колеса автомобиля после обкатки шин (2—3 тыс. км) и далее проверять через 10 тыс. км.

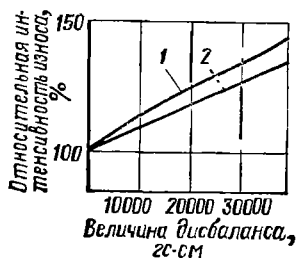


Рис. 117. Зависимость интенсивности износа шины от величины дисбаланса колес:

1 — передние колеса; 2 — задние колеса

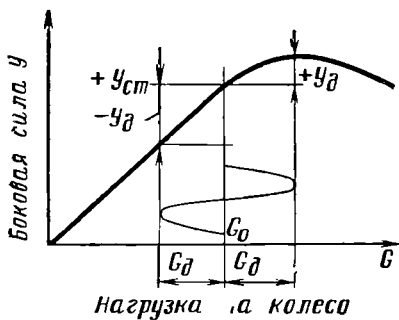


Рис. 118. Зависимость боковой силы от динамической нагрузки при постоянном угле увода

ности, ввиду цикличности оказывает большое влияние на устойчивость и безопасность движения автомобиля. На ровных дорогах это может проявляться при движении на повороте или при боковом ветре, когда автомобиль движется с определенным углом увода.

Исследования показывают, что колебание радиальной нагрузки на шинах, обусловленное дисбалансом, подчиняется синусоидальному закону. Боковая же сила при уводе имеет несимметричный характер изменения (рис. 118). Поэтому величина боковой динамической силы $Y_{дин}$ неодинакова при колебании вертикальной нагрузки. Среднее значение боковой силы $Y_{ср}$ за период T изменения радиальной нагрузки примерно равно

$$Y_{ср} = k_1 G_0 - \frac{1}{2} k_2 G_d^2 = Y_{ст} - k_2' G_d^2,$$

где k_1 — коэффициент пропорциональности между боковой силой и вертикальной нагрузкой на участке их линейной зависимости;

G_0 — статическая нагрузка;

k_2 — коэффициент пропорциональности между боковой силой и вертикальной нагрузкой в нелинейной зоне;

G_d — динамическая составляющая вертикальной нагрузки;

$Y_{ст}$ — постоянная боковая сила, приложенная к колесу.

В соответствии с приведенным соотношением при определенном угле увода боковая сила уменьшается пропорционально квадрату колебания нагрузки. При всех значениях нагрузки средняя величина боковой силы уменьшается с увеличением колебания нагрузки на колесо. Это уменьшение тем больше, чем выше значение вертикальной нагрузки и чем ближе боковая сила к своему предельному значению. Это значит, что безопасная скорость движения по кривой у автомобиля с постоянно действующей динамической нагрузкой на колесах резко снижается, т. е. ухудшаются устойчивость и безопасность движения. Указанным, в частности, объясняются те высокие

Наряду с уменьшением дисбаланса колесного узла, конструктор автомобиля должен принимать все необходимые меры для снижения чувствительности автомобиля (особенно управляемых колес) к величине дисбаланса. Это нужно в первую очередь для того, чтобы понизить требования к балансировке колес в условиях эксплуатации.

Колебание вертикальной нагрузки на колесах автомобиля, обусловленное дисбалансом, биением или неодинаковой радиальной жесткостью шины по окру-

требования, которые нужно предъявлять к точности изготовления деталей колесного узла и их балансировке. Нельзя допускать, чтобы на современные быстроходные автомобили устанавливались несбалансированные ступицы с тормозными барабанами. Балансировать же шины и колеса в процессе их производства нецелесообразно, так как величина дисбаланса колеса с шиной в сборе зависит от взаимного положения покрышки, камеры, ободной ленты, бортовых колес относительно обода и может изменяться в процессе эксплуатации. Более того, практика показывает, что уравнивающая дисбаланс резина, приклеенная к внутренней поверхности покрышки, приводит при эксплуатации к порче камеры и покрышки (даже бескамерной). Поэтому на колесных и шинных заводах должны строго контролировать величину допустимого дисбаланса и биения. Технологический процесс должен обеспечивать необходимую точность изделия.

На ряде шинных заводов зарубежных стран на шинах грузовых автомобилей одной красной точкой обозначают тяжелые места шины, имеющей дисбаланс до определенной величины, например 9 кгс-см, а двумя красными точками — дисбаланс, превышающий это значение. Указанное позволяет селекционным методом получить у колеса в сборе с шиной меньшую величину дисбаланса при более грубом производстве изделий.

Наличие балансировочных станков на линиях производства шин и колес необходимо в первую очередь для контроля за соблюдением технологического процесса, обеспечивающего выпуск 95—98% изделий с допускаемой нормой дисбаланса. Шины и колеса, имеющие значительное превышение норм дисбаланса и биения, можно использовать только на машинах, работающих с низкими скоростями движения.

5. ТРЕБОВАНИЯ К ВЕЛИЧИНЕ ДОПУСТИМОГО ДИСБАЛАНСА И БИЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ КОЛЕСНОГО УЗЛА

С каждым годом расширяется объем исследований для более точного выяснения влияния дисбаланса, биения колесного узла и отдельных его деталей на работу автомобиля и шин, хотя в этом вопросе к настоящему времени накоплен уже большой опыт. Основная цель этих исследований — найти пути снижения вредного влияния дисбаланса и биения на работу автомобиля, шин и установить разумные пределы требуемого новышения точности изготовления шин, колес, ступиц, тормозных барабанов.

По данным завода им. Лихачева [19], допустимый дисбаланс ступицы в сборе с тормозным барабаном передней оси автомобиля ЗИЛ-130 установлен равным 1,0 кгс-см, допустимый дисбаланс колеса в сборе с шиной — 3,00 кгс-см.

Согласно инструкции НИИАТ, по балансировке колес автомобилей в условиях автомобильных хозяйств установлены следующие предварительные нормы балансировки покрышек, колес и колес в сборе с шинами, приведенные в табл. 12.

Шина	Дисбаланс колеса в сборе с шиной по балансировке не более, кгс·см			Дисбаланс после балансировки не должен превышать, кгс·см		
	Балансировка не требуется	Требуется балансировка грузиками	Требуется балансировка шины и колеса в отдельности	Шины	Колеса	Колеса в сборе с шиной
130—333 (5,20—13)	0,500	3,0	Более 3,000	0,500	Не балансируют То же	0,5
145—330 (5,60—13)	0,500	3,0	Более 3,000	0,500		0,5
155—333 (6,0—13)	0,500	3,0	Более 3,000	0,500	»	0,5
145—380 (5,60—15)	0,500	3,0	Более 3,000	0,500	»	0,5
5,00—16	0,500	3,0	Более 3,000	0,500	»	0,5
170—380 (6,70—15)	1,0	3,0	Более 3,000	1,000	»	0,5
7,50—20	2,0	11,5	Более 11,500	1,000	1,0	2,0
8,25—2P	2,0	11,5	Более 11,500	1,000	1,0	2,0
260—20	2,5	11,5	Более 11,500	1,500	1,0	2,5
11,00—20	3,0	11,5	Более 11,500	2,000	1,0	3,0

В табл. 13 приведены действующие в США нормы на допускаемые пределы дисбаланса для наиболее ходовых размеров шин грузовых автомобилей [45].

Таблица 13

Шины		Слойность	Максимально допустимый дисбаланс, кгс·см
бескамерные	камерные		
7—17,5		6	3,6
8—17,5		6	4,32
8—19,5	7,50—17	8	6,84
8—22,5	7,50—20	8	6,48
9—22,5	8,25—20	10	8,28
10—22,5	9,00—20	10	9,72
11—22,5	10,00—20	12	12,24
11—24,5	10,00—22	12	12,96

Анализ приведенных материалов позволяет на основании достигнутых в мировой практике скоростей движения автомобилей и точности изготовления изделий массового производства установить примерно следующие предельные значения величин дисбаланса и биения деталей колесного узла (табл. 14).

Из приведенного выше следует, что отрицательное влияние дисбаланса колесного узла прогрессивно возрастает с увеличением скорости движения автомобиля. Поэтому на современных быстроходных автомобилях величина дисбаланса колесного узла должна быть строго ограничена. Это должно обеспечиваться высокой точ-

Параметры	Автомобили (типа 4×2)			
	легковые	грузовые (0,5—1,5 т)	грузовые (2,0—2,5 т)	грузовые (4—5 т)
Статический дисбаланс ступицы в сборе с тормозным барабаном переднего колеса, кгс·см	0,250	0,450	0,750	1,0
Биение окружности шпилек, мм	0,25	0,25	0,25	0,4
Радиальное биение посадочной поверхности обода, мм	1,2	1,5	2,0	2,5
Боковое биение закраин обода, мм	1,0	1,3	2,0	2,0
Средний дисбаланс колеса, кгс·см	0,250	0,5	1,2	2,0
Радиальное биение шины, мм	1,0	1,5	1,5	2,0
Боковое биение шины, мм	1,0	1,5	1,5	2,0
Средний дисбаланс шины, кгс·см	0,850	1,1	4,0	8,0
Статический дисбаланс колеса в сборе с шиной, кгс·см	До балансировки 1,750* После балансировки 0,260**	До балансировки 1,9 После балансировки 0,260	2,9*	3,0*

* До указанных значений не балансируются, свыше — балансируются (уравновешиваются) не более чем 2—3 грузиками.

** Для отечественных легковых автомобилей принят дисбаланс колеса в сборе с шиной до балансировки не более 3,6 кгс·см.

ностью изготовления деталей колесного узла, а при необходимости и их балансировкой. Величина статического дисбаланса изделия (при заданном технологическом процессе) прямо пропорциональна его весу и размеру. Поэтому с увеличением веса и размера детали ее возможная величина дисбаланса возрастает.

На долю ступицы с тормозным барабаном приходится значительная часть (20—30%) общего дисбаланса колесного узла, делать балансировку их на автомобиле затруднительно, а дисбаланс их в процессе эксплуатации почти не меняется. Поэтому в международной практике принято ступицы с тормозными барабанами балансировать в процессе их изготовления. Допускаемая величина дисбаланса передних ступиц с тормозными барабанами для легких грузовиков (грузоподъемностью 0,5—1,5 т) равна 0,430 кгс·см, для средних грузовиков (грузоподъемностью 2,0—2,5 т) — 0,720 кгс·см и для грузовиков с нагрузкой в кузове 5 т и выше — 1,0 кгс·см. При меньшем дисбалансе ступицы в сборе с тормозными барабанами не балансируют.

Ступицы с тормозными барабанами легковых автомобилей обычно делают полностью точеными. Они имеют высокую точность изготовления и малый дисбаланс. Их поэтому обычно не балансируют.

Биение окружности шпилек ступицы грузового автомобиля не должно превышать 0,25—0,4 мм.

Дисбаланс колесного узла при сбалансированной ступице с тормозным барабаном в сборе определяется в основном дисбалансом колеса с шиной в сборе.

В мировой практике шины и колеса в процессе их производства обычно не балансируют, однако строго контролируют точность изготовления и величину дисбаланса. На шине и ободе ставят метки тяжелого места. Дисбаланс колеса с шиной в сборе изменяется в процессе эксплуатации.

Колесо в сборе с шиной балансируют обычно на автомобильном заводе и в эксплуатации.

Максимальный статический дисбаланс колеса в сборе с шиной обычно равен максимальному статическому дисбалансу шины плюс максимальный дисбаланс колеса, плюс дисбаланс шины, обусловленный биением обода. Максимально допустимая величина дисбаланса колеса в сборе с шиной до балансировки складывается из аналогичных трех составляющих. Такой дисбаланс в мировой практике уравнивают двумя-тремя балансировочными грузиками, например балансировочными грузиками по 160 г, принятыми для балансировки колес автомобиля ЗИЛ-130. Большее количество грузиков снижает эффективность балансировки вследствие уменьшения плеча и увеличения динамической неуравновешенности при установке грузиков с одной стороны обода. Например, пять грузиков, устанавливаемых с одной стороны обода 7,0—20, увеличивают динамический дисбаланс колеса в сборе с шиной примерно на 6,0 кгс·см.

Допускаемый по условиям работы автомобиля дисбаланс колеса в сборе с шиной грузового автомобиля с полезной нагрузкой 5,5 т равен 3,0 кгс·см.

При меньшем дисбалансе колесо с шиной не балансируют, при большей величине — уравнивают балансировочными грузиками. Если величина дисбаланса превышает дисбаланс, уравниваемый 2—3 грузиками, то колесо с шиной в сборе отбраковывают.

В этом случае необходимо произвести демонтаж шины и собрать ее с другим ободом или изменить положение шины относительно обода.

В эксплуатации дисбаланс колеса в сборе с шинами целесообразно проверять через каждые 2—3 тыс. км пробега шин, а через 10 тыс. км пробега колеса с шинами необходимо заново балансировать. Если для легковых автомобилей периодичность балансировки передних колес составляет, как правило, 10 тыс. км, то у грузовых автомобилей и автобусов эту работу необходимо проводить при появлении биения на рулевом колесе и колебаний передней части автомобиля.

ВЛИЯНИЕ ИЗНОСА ШИН НА ХАРАКТЕРИСТИКИ И ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ СВОЙСТВА АВТОМОБИЛЯ

1. ВЛИЯНИЕ ИЗНОСА ШИН НА ИХ СТАТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Исследования [11] проводили на шинах 240—508 типа P с различной степенью износа рисунка протектора. У новых шин глубина рисунка протектора по центру беговой дорожки составляла 16 мм. Различная степень износа шин достигалась следующим образом. Новые шины обкатывали на автомобиле при полной нагрузке пробегом 1 000 км. После этого на шероховальном станке срезали часть рисунка протектора таким образом, чтобы кривизна оставшейся части рисунка протектора соответствовала кривизне естественного износа. Затем шину снова обкатывали пробегом 1 000 км. Таким образом, для исследований были подготовлены шины с износом 25, 50, 75 и 100%. Для сравнения испытывали также шины с естественным износом 75%.

Исследования жесткостных характеристик и параметров отпечатков проводили на обжимном стенде ДШ.

Испытания показали, что различие в характеристиках шин с искусственным износом и износом, полученные в естественных условиях, невелико. При этом шины с искусственным износом имели значительно меньший разброс количественных показателей, чем шины с таким же естественным износом, что, очевидно, объясняется некоторой неравномерностью износа и различными условиями эксплуатации шин с естественным износом.

Исследование жесткостных характеристик и параметров отпечатков проводилось при нормальной нагрузке 1400 кг и давлении воздуха 6,0 кгс/см².

Было установлено, что износ шины очень мало влияет на величину ее радиальной жесткости, а величина разброса показаний не превышает точности измерений.

Влияние износа шин на параметры контакта невелико. Так, ширина контакта у новой шины с износом 25 и 50% почти одинакова. Ширина отпечатка шин с износом 75 и 100% соответственно на 7 и 10% больше, чем у новой шины. Длина отпечатка изменяется незначительно, причем наблюдается тенденция к уменьшению длины контакта по мере износа протектора. Большое влияние износ оказывает на насыщенность рисунка протектора. Так, насыщенность рисунка протектора изношенной на 75% шины больше, чем у новой шины, на 15%. Это объясняется тем, что элементы рисунка протектора имеют у основания большие размеры.

Крутильная жесткость шин по мере износа рисунка протектора увеличивается (рис. 119, а). Как видно из рис. 119, а, крутильная жесткость полностью изношенной шины на 26% больше, чем жесткость новой шины. Крутильная жесткость шины складывается в основном из двух компонентов: окружной жесткости каркаса (оболочки)

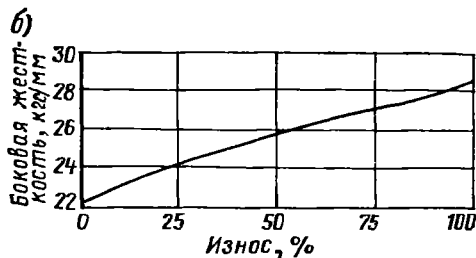
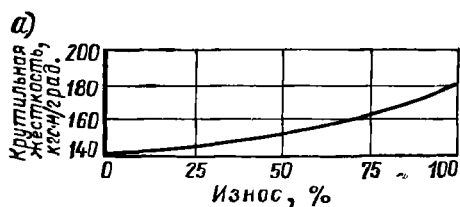


Рис. 119. Влияние износа шин на крутильную (а) и боковую (б) жесткость

шины и сдвиговой жесткости элементов рисунка протектора. По мере износа протектор шины становится жестче в окружном направлении, вследствие чего и происходит увеличение ее крутильной жесткости.

Боковая жесткость шины по мере износа рисунка протектора увеличивается (рис. 119, б). Боковая жесткость полностью изношенной шины на 27% больше жесткости новой шины.

2. ВЛИЯНИЕ ИЗНОСА ШИН НА СОПРОТИВЛЕНИЕ БОКОВОМУ УВОДУ И СОПРОТИВЛЕНИЕ КАЧЕНИЮ

Исследование сопротивления боковому уводу и сопротивления качению шин проводилось на универсальном барабанном стенде 3302.

Характер зависимости коэффициента сопротивления боковому уводу шин с различной степенью износа исследовался при нескольких значениях нормальной нагрузки и внутреннего давления воздуха. С увеличением нормальной нагрузки коэффициент сопротивления боковому уводу увеличивается, стремясь к определенному максимуму. Однако характер протекания зависимости для шин с разной степенью износа протектора неодинаков.

Характеристическая точка — нагрузка, при которой сопротивление боковому уводу не зависит от внутреннего давления воздуха в шине, — с уменьшением высоты рисунка протектора перемещается в сторону малых нагрузок. Для новой шины эта точка соответствует нагрузке 1800 кгс, для шины с износом 25% — 1550 кгс, для шины с износом 75% — 1400 кгс и с износом 100% — 920 кгс.

Таким образом, для шины с полностью изношенным рисунком протектора коэффициент сопротивления боковому уводу с увеличением давления воздуха при всех нагрузках возрастает, для новой шины — уменьшается. Однако изменение коэффициента сопротивления уводу с изменением давления относительно невелико — максимальное изменение при увеличении давления воздуха с 5 до 7 кгс/см² составляет 12%.

На рис. 120, а показана зависимость величины коэффициентов сопротивления уводу при двух значениях нормальной нагрузки от степени износа рисунка протектора.

Опыты показали, что с уменьшением высоты рисунка протектора сопротивление боковому уводу увеличивается. Коэффициенты сопротивления боковому уводу полностью изношенных шин на 50—70% больше, чем у новых шин. Увеличение же боковой жесткости и сопротивления уводу шин, как показывают многие исследования, улучшает устойчивость и управляемость автомобиля на сухих дорогах.

На рис. 120, б показаны результаты исследований, отражающие влияние износа шин на величину коэффициента сопротивления качению. Эти исследования проводились при нескольких значениях нормальной нагрузки и в широком диапазоне изменения скорости качения шины по барабану. Из рис. 120, б видно, что эта зависимость близка к линейной (максимальное отклонение от линейности составляет 6%).

Таким образом, по мере возрастания износа протектора шин коэффициент сопротивления качению уменьшается. У шин с полностью изношенным рисунком протектора это уменьшение достигает по сравнению с новой шиной 20—25%.

Исследование влияния износа шин на сопротивление качению проводилось также в дорожных условиях на автомобиле ГАЗ-53А.

В соответствии с методикой испытаний автомобильных шин НИИАТ в дорожных условиях определяли:

путь свободного качения (выбег) автомобиля на шинах с различной степенью износа протектора со скоростью движения 50 км/ч; выбег автомобиля на этих же шинах с «горки» с начальной скорости равной нулю (при этом исключается влияние на результаты методов вождения).

Результаты замеров путей свободного качения автомобиля (выбега) с установившейся скоростью $v=50$ км/ч на шинах с различной степенью износа протектора приведены на рис. 121. Как видно из рис. 121, путь свободного качения по мере износа шин увеличивается, что свидетельствует об уменьшении сопротивления качению автомобиля.

Результаты дорожных испытаний показали, что пути свободного качения автомобиля на шинах с одинаковым (75%) искусственным

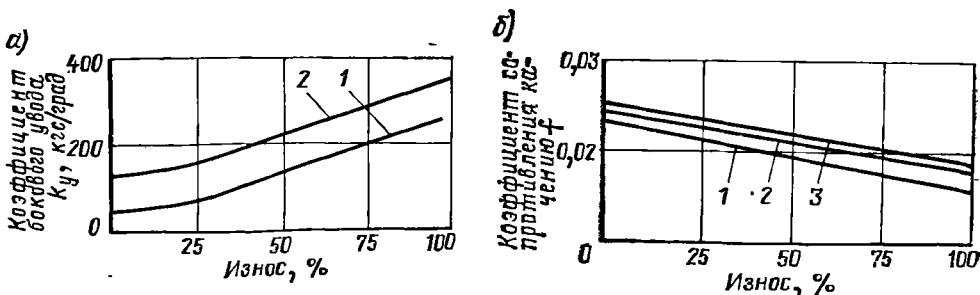


Рис. 120. Влияние износа шин на коэффициент сопротивления боковому уводу (а) и на коэффициент сопротивления качению ($v=50$ км/ч) (б):

1, 2 и 3 — соответствует нагрузкам 900, 1400 и 1800 кгс

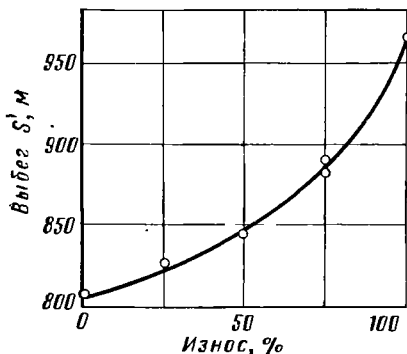


Рис. 121. Влияние износа шин на путь свободного качения автомобиля ($v = 50$ км/ч)

и естественным износом рисунка протектора весьма близки. Это позволяет распространить закономерности, выявленные на шинах с искусственным износом, на шины с естественным износом.

Выбег автомобиля с «горки» по мере износа шин увеличивается в том же процентном отношении, что и при определении пути свободного качения автомобиля со скорости 50 км/ч.

3. ВЛИЯНИЕ ИЗНОСА ШИН НА РАДИУС КАЧЕНИЯ

Радиус качения шин 240—508Р, имеющих различную степень износа, определялся в дорожных условиях на автомобиле ГАЗ-53А по заднему правому наружному колесу на сухом цементбетонном покрытии при движении на установившихся скоростях 3 и 40 км/ч.

Результаты исследований показали, что по мере увеличения износа рисунка протектора радиус качения шины уменьшается, причем увеличение скорости движения с 3 до 40 км/ч практически не влияет на изменение радиуса качения. Как в том, так и в другом случае уменьшение радиуса качения при увеличении износа протектора от нуля до 100% составило 2,8%. Изменение радиуса качения по мере износа шин происходит из-за уменьшения геометрических размеров шин и увеличения крутильной жесткости.

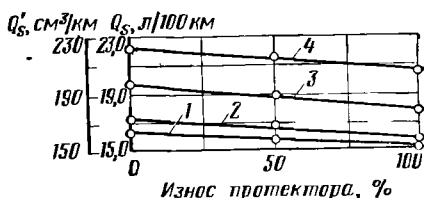
Так как величина радиуса качения входит в известные выражения для определения тяговой силы на колесах и динамического фактора, то его изменение по мере износа шин следует учитывать при расчетах тягового и мощностного баланса автомобиля.

4. ВЛИЯНИЕ ИЗНОСА ШИН НА ТЕПЛОВУЮ ЭКОНОМИЧНОСТЬ АВТОМОБИЛЯ

Ранее проведенные исследования показали, что уменьшение сопротивления качению шин на 1% эквивалентно снижению расхода топлива автомобилем на 0,25—0,35%. Следовательно, снижение сопротивления качению шин по мере их износа влечет за собой снижение расхода топлива автомобилем при его эксплуатации на изношенных шинах. Шины с полностью изношенным протектором имеют примерно на 20% меньшее сопротивление качению по сравнению с новыми, и, следовательно, автомобиль на них имеет на 5—7% меньший расход топлива.

Рис. 122. Влияние износа шин на расход топлива:

1—30 км/ч; 2—40 км/ч; 3—50 км/ч; 4—60 км/ч



Для исследования влияния износа шин 240—508Р на топливную экономичность автомобилей были проведены замеры расхода топлива одним и тем же автомобилем ГАЗ-53А при его движении на установившихся режимах при скоростях 30, 40, 50, 60 км/ч.

Результаты исследований приведены на рис. 122. Они показывают, что уменьшение расхода топлива автомобилем по мере износа шины от нуля до максимума составляет 6,7—9,8%.

5. ВЛИЯНИЕ ИЗНОСА ШИН НА ДИНАМИКУ АВТОМОБИЛЯ

Для оценки влияния износа шин на динамику автомобиля были проведены специальные опыты, при которых определялась интенсивность разгона автомобилей ЗИЛ-130 и ГАЗ-53А на прямой передаче в коробке в диапазоне скоростей от 20 до 80 км/ч.

Зависимость интенсивности разгона автомобиля от величины радиуса качения его колес и степени износа шин приведены на рис. 123. Из рис. 123 видно, что при прочих равных условиях ускорение автомобиля возрастает с уменьшением радиуса качения колес (рис. 123, а), а время разгона автомобиля по мере износа шин от новых до полностью изношенных уменьшается примерно на 10% (рис. 123, б).

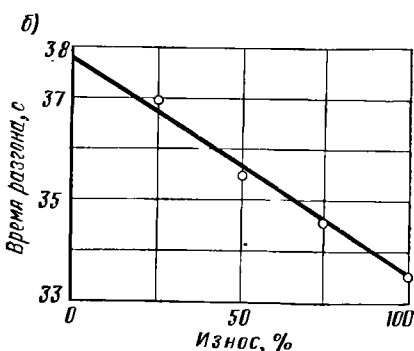
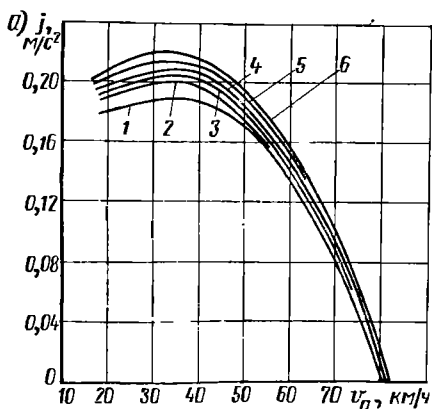


Рис. 123. Зависимость ускорения автомобиля ЗИЛ-130 от скорости при различных радиусах качения (а) и время разгона автомобиля от степени износа шин (б):

1—6 — радиус качения равен соответственно 0,490 м, 0,480 м, 0,470 м, 0,465 м и 0,460 м

6. ВЛИЯНИЕ ИЗНОСА ШИН НА ТЯГОВО-СЦЕПНЫЕ КАЧЕСТВА АВТОМОБИЛЯ

Одним из основных эксплуатационных свойств автомобиля является проходимость, т. е. его способность совершать транспортную работу в условиях плохих дорог и бездорожья.

При работе на мягких грунтах тягово-сцепные качества шин обуславливаются в основном сопротивлением грунта сдвигу. По мере истирания рисунка протектора сцепление шин с грунтом уменьшается и, как следствие этого, ухудшаются тяговые свойства шины и автомобиля в целом.

Особенно большое значение это имеет для автомобилей высокой проходимости.

В НАМИ были проведены исследования тягово-сцепных свойств автомобиля с шинами 12—00—18, имеющими различную степень износа. Для испытаний были отобраны шины, имеющие пробеги и со-

ответствующие им износы, указанные в табл. 15.

Таблица 15

№ комплекта шин	Пробег, тыс. км	Износ, %
1	1,0	0
2	9,7	28
3	15,7	36
4	31,8	78
5	Не учтено	100

При проведении дорожных испытаний определяли максимальную свободную силу тяги на крюке $P_{кр}$ и силу сопротивления движению P_f . Для замера $P_{кр}$ и P_f использовали комплект тяговых динамографов, результаты испытаний регистрировали осциллографом.

Исследование влияния износа шин на тягово-сцепные качества автомобиля проводили на обледенелой твердой дороге, снежной целине, размокшей грунтовой дороге, пахоте, луговой и сухом песке.

Результаты опытов изображены на рис. 124.

Из приведенных экспериментальных данных видно, что по мере износа на всех грунтах и покрытиях (кроме песка) наблюдается заметное ухудшение тягово-сцепных качеств автомобиля.

На мягких грунтах тяговые возможности шин обусловлены в основном характером взаимодействия их с опорной поверхностью и в большой степени

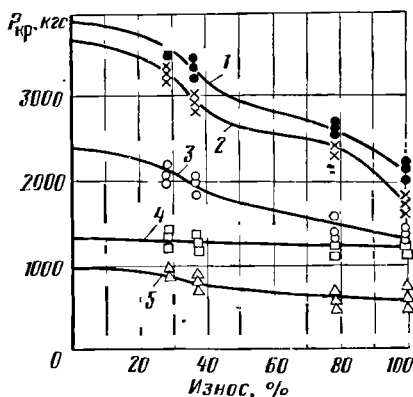


Рис. 124. Зависимость свободной силы тяги на крюке автомобиля от износа шин:

1 — влажная пахота; 2 — грунтовая дорога (размокшая); 3 — обледенелая дорога; 4 — песок; 5 — снежная целина

зависят от физико-механических свойств грунта. По мере истирания рисунка уменьшается площадь грунтозацепов, взаимодействующих с грунтом в направлении движения оси колеса, и ухудшаются условия уплотнения грунта. Поэтому у шин с полностью изношенным рисунком протектора на большинстве опорных поверхностей (особенно увлажненных) наблюдается значительное (до 50%) снижение тягово-сцепных качеств шин. Между истиранием рисунка протектора и падением тяговых свойств (почти на всех грунтах, кроме песка) существует практически линейная зависимость. Исключение составляет диапазон износа шин от 25 до 35%, где отмечается резкое падение сцепных свойств.

При взаимодействии шины с сухим песком картина изменения тяговых качеств несколько иная. В песчаных грунтах связующая составляющая относительно мала. Она возрастает с увеличением влажности. Сцепление определяется силами внутреннего трения частиц песка и трением их о шину. Рисунок протектора в этом случае оказывает малое влияние на тягово-сцепные качества. Ухудшение тягово-сцепных качеств у полностью изношенных шин по сравнению с новыми на сухом песке составляет всего лишь около 8%.

Таким образом, было установлено, что по мере износа рисунка протектора тягово-сцепные качества автомобиля снижаются. Шины с полностью изношенным рисунком протектора обладают по сравнению с новыми на большинстве опорных поверхностей примерно в 2 раза меньшими тягово-сцепными качествами.

Проведенные НАМИ исследования показали, что для каждого типа шин и грунта существует определенная величина колеи (подпрессовка грунта), при которой обеспечиваются наилучшие условия по сцеплению. Отклонение от указанного оптимального значения как в сторону уменьшения давления в контакте, так и в сторону их увеличения приводит к ухудшению проходимости колеса. В первом случае тяговые качества ухудшаются из-за уменьшения плотности грунта и способности его передавать касательные нагрузки, а во втором случае — из-за увеличения сопротивлений, затрачиваемых на колееоб-

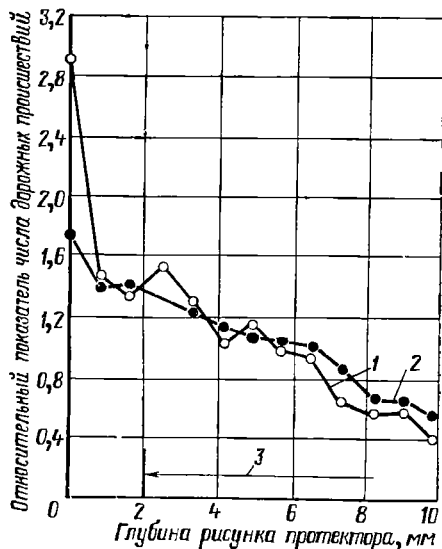


Рис. 125. Влияние глубины рисунка протектора на относительный показатель числа дорожных происшествий:

1 — мокрое асфальтобетонное покрытие; 2 — сухое асфальтобетонное покрытие; 3 — минимально допустимая глубина протектора в США

разование. На мягких опорных поверхностях с уменьшением давления воздуха в шине сопротивление качению колеса вначале интенсивно уменьшается, а затем начинает несколько возрастать за счет большей величины гистерезисных потерь в шине; наблюдается также интенсивное возрастание тягово-сцепных качеств шины. При одинаковой нагрузке и прочих равных условиях с увеличением размера шин уменьшается их сопротивление качению и повышаются тягово-сцепные качества. На мягких грунтах повышение сопротивления качению и уменьшение тягово-сцепных качеств шин с повышением давления воздуха в них происходит из-за увеличения деформации грунта. Действительно, с повышением давления воздуха в шинах происходит интенсивное увеличение глубины колеи. При прочих равных условиях сопротивление качению тем больше, чем меньше размер шин.

Разберем вопрос о допустимом износе протектора шин легковых и грузовых автомобилей. Этот вопрос имеет два аспекта. Первый — безопасность движения, второй — экономичность (в смысле затрат в связи со сменой шин с той или иной степенью износа). В различных странах проводятся исследования для выбора такой минимально допустимой глубины рисунка протектора, при которой, с одной стороны, обеспечивается достаточное сцепление с мокрым покрытием, с другой — не очень сильно затрагивается экономическая сторона вопроса.

В этом направлении в различных странах разработаны соответствующие законодательные предписания о минимально допустимой глубине рисунка протектора. В международном масштабе в 1973 г. разработана рекомендация по безопасности конструкции шин, в которой для шин легковых автомобилей установлена минимально допустимая величина глубины рисунка протектора 1,6 мм. Однако это совсем не значит, что именно эта величина является оптимальной.

Статистика дорожных происшествий в США (рис. 125) показывает, что с уменьшением глубины рисунка протектора увеличивается число дорожных происшествий.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Агейкин Н. С. Вездеходные колеса и комбинированные движители (теория и расчет). М., «Машиностроение», 1972. 184 с.
2. Бабков В. Ф. и Гербург-Гейбович А. В. Основы грунтоведения и механики грунтов. М., «Высшая школа», 1964. 366 с.
3. Бидерман В. Л. Автомобильные шины. М., Госхимиздат, 1963. 383 с.
4. Бидерман В. Л. и др. Шины с меридиональным расположением нитей корда в каркасе. — «Каучук и резина», 1960, № 7, с. 10—12.
5. Бидерман В. Л. и др. Экспериментальные исследования деформаций элементов покрышки пневматической шины. Труды НИИМП. Сб. 3. М., Госхимиздат, 1967, с. 5—15.
6. Бронштейн Я. И., Бухарин Н. А. Проходимость автомобиля. Учебное пособие. Под ред. Н. А. Бухарина. М., Воениздат, 1959. 310 с.
7. Виравов Р. В. О реализации касательной силы в зоне контакта упругих тел при качении. — «Известия вузов», 1967, № 2, с. 78—84.
8. Гинцбург Л. Л., Фиттерман Б. М. Некоторые вопросы управляемости автомобилей. — «Автомобильная промышленность», 1964. № 8, с. 28—32 и № 11, с. 24—29.
9. Десидлей Л. В., Сизоненко Ю. К., Пращикии В. Н. Влияние кривизны беговой дорожки на износ протектора легковых шин. — «Каучук и резина», 1959, № 7, с. 18—20.
10. Ечевстов Ю. А., Слуцкий М. М. Влияние установки управляемых колес на сопротивление движению автомобиля. — «Автомобильная промышленность», 1958. № 7, с. 13—15.
11. Запорожцев А. Н., Кленников Е. В. Износ шин и работа автомобиля. НИИНАвтопром, 1971. 52 с.
12. Захаров С. П., Новолоцкий В. И. Распределение удельного давления шины на дорогу при высоких скоростях. Труды НИИШП. Сб. 3. М., Госхимиздат, 1957, с. 131—153.
13. Киороз В. И., Петров И. П., Хлебников А. М. Взаимодействие арочной шины с деформируемым грунтом. Труды НАМИ. Вып. 120, 1970, с. 3—25.
14. Крестовников Г. А. Исследование режима максимальной скорости грузовых автомобилей и тягачей. Труды НАМИ. Вып. 81, 1966, с. 39—57.
15. Леру М. Сцепление колеса автомобиля с дорогой и безопасность движения. М., Автотрансиздат, 1959. 158 с.
16. Литвинов А. С. Управляемость и устойчивость автомобиля. М., «Машиностроение», 1971. 416 с.
17. Митини П. И. Автореферат кандидатской диссертации. Исследование поглощающей и сглаживающей способности шины при колебаниях грузового автомобиля. МАДИ, М., 1975. 26 с.
18. Непомнящий Е. Ф. Износ эластичного колеса при качении с проскальзыванием. Роль спектра нагрузок. — «Химия», 1967, № 3, с. 58—72.
19. Носенков Н. Г., Головичер М., Моисеевич Е., Чибриков В., Генкин В. Балаисировка управляемых колес. — «Автомобильный транспорт», 1965, № 10, с. 41—42.
20. Омелянов А. Е. О применении пневматических колес на сельскохозяйственных машинах. — «Сельскохозяйственная машина», 1948, № 5, с. 15—18.
21. Певзнер Я. М. Проблемы устойчивости и управляемости автомобиля. В кн.: Вопросы машиностроения. М., Изд-во АН СССР, 1960, с. 238—260.

22. Певзнер Я. М., Плетнев А. Е., Тихонов А. А. Об уровне вибраций легковых автомобилей с шинами различных типов. — «Автомобильная промышленность», 1966, № 6, с. 15—19.
23. Петрушов В. А. К вопросу о качении эластичного колеса по твердой опорной поверхности. — «Автомобильная промышленность», 1963, № 12, с. 5—9.
24. Петрушов В. А. Некоторые пути построения технической теории качения. Труды НАМИ. Вып. 61, 1963, с. 3—56.
25. Петрушов В. А. Способы обобщенной оценки влияния схемы привода на расход топлива автомобилем. — «Автомобильная промышленность», 1966, № 12, с. 23—27.
26. Ротенберг Р. В. Подвеска автомобиля. М., «Машиностроение», 1972, 392 с.
27. Слюдиков Л. Д. Профиль меридионального сечения шины Р. — «Каучук и резина», 1962, № 3, с. 27—31.
28. Ульяшов Н. А. Основы теории и расчета колесного движения землеройных машин. М., Машгиз, 1962, 208 с.
29. Хлебников А. М., Кнороз В. И., Петров И. П. Средства повышения проходимости колесных машин. В кн.: Шины и проходимость автомобиля. Труды НАМИ. Вып. 142. М., 1973, с. 4—36.
30. Хлебников А. М., Крестовников Г. А. Повышение проходимости колесных машин. Научно-технический сборник «Автомобилестроение», 1960, № 5, с. 23—32.
31. Хорошилов Н. Ф. Мероприятия по повышению скоростей движения на автомобильном транспорте. В кн.: Вопросы повышения скоростей движения на автомобильном транспорте. М., Изд-во АН СССР, 1957, с. 209—220.
32. Чудаков Е. А. Избранные труды, том I. Теория автомобиля, Изд-во АН СССР, 1961, 458 с.
33. Чудаков Е. А. Качение автомобильного колеса при наклоненном расположении его средней плоскости. Докл. АН СССР, т. 90, № 3, 1953, с. 21—61.
34. Шульце Г. Руководство по шинам. М., «Транспорт», 1964, 103 с.
35. Яценко Н. Н. Определения поглощающей способности шин. — «Автомобильная промышленность», 1972, № 1, с. 29—33.
36. Carson D. H. Effect of Tire Uniformity on Ridewide Base and Regular Truck Tires. SAE Spec. Publs., 1965, No. 260, 71-76.
37. Chiesa A., Oberto L. Car tyre and body vibrations. Automobile Engineer, 1962, N 12, pp. 501—505.
38. Chiesa A., Oberto L. Tamburini L. Transmission of tire vibrations. Reprinted from Automobile Engineer, Dec. 1964.
39. Cox J. H. Tires limited in skid prevention. SAE Journal, 1965, No. 12, 87—88, 73.
40. Curtiss W. W. Low power loss tires. SAE Preprint, s. o. 1969, No. 690108, No. 39.
41. Elliott D. R., Klamp W. K., Kraemer W. E. Passenger tire Power consumption. SAE Preprint s. a. 1971, No. 710575.
42. EPA analysis of noise problems points way to future legislation, the SAE journal of Automotive Engineering, 1972, N 4.
43. Kräfte und Bewegungen in der Bodenberührungsfläche Rollender Reifen von Lastkraftwagen. DKF, 1961, N 146.
44. Von Mitterlehner G. Schwingungsverhalten und Fahrwiderstand eines Straßenfahrzeuges bei periodischer Erregung durch Fahrbahnwellen, ATZ, 1957, N. 4.
45. Robertson T. A. The tire engineer locks at tire balance. SAE S-P-171, Oct. 26—28, 1959.
46. Wisser. Auswuchten ist auch bei LKW und Omnibussen wichtig. Bus Fahrtr., 18, Nr 5, 15—16, 1970.
47. Zoeppritz H. P. Möglichkeiten und Grenzen der Verminderung des Reifen — Ablaufgeräusches, ATZ, 1972, N 1.
48. Zong W. C. Factors Affecting Performance of Hubs, Drums, Wheels and Rims on Truck, Tractors and Trailers. SAE Spec. Publs. 1965, No. 260, p.p.77—89.
49. Hahn W. D. Über das Feder — Dämpfer — Verhalten von Luftreifen. Automobil Industrie, 1973, X1, N 4.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Глава I.	Тенденции развития шин	3
Глава II.	Особенности конструкции шин различного назначения	14
	1. Обычные камерные шины	14
	2. Бескамерные шины	33
	3. Шины из металлокорда	34
	4. Шины P и PC	36
	5. Шины регулируемого давления	40
	6. Широкопрофильные шины	41
	7. Арочные шины, пневмокатки, крупногабаритные шины	41
	8. Безопасные шины	43
	9. Шины для зимних скользких, мокрых и грязных покрытий дорог	44
Глава III.	Статические характеристики шин	47
	1. Геометрические параметры	47
	2. Весовые характеристики и моменты инерции шин	51
	3. Нагружение шин нормальной нагрузкой	53
	4. Изменение формы шины под действием нормальной нагрузки	61
	5. Нагружение шин боковой силой	62
	6. Нагружение шин крутящим моментом	64
	7. Нагружение шин продольной силой	66
	8. Нагружение шин поворотным моментом	66
Глава IV.	Взаимодействие шины с твердой опорной поверхностью	68
	1. Деформация шины при качении колеса	68
	2. Радиусы колеса	75
	3. Распределение напряжений в контакте	80
	4. Сопротивление качению, критическая скорость по волнообразованию	91
	5. Тепловые явления при работе шины	111
	6. Сцепление колеса с дорогой	119
	7. Аквалланирование	131
	8. Движение автомобиля на повороте	135
	9. Движение колеса с уводом и наклоном к дороге	137
	10. Износ протектора шины и его оценка	150
	11. Срок службы шины	158
	12. Поглощающая и сглаживающая способность шины	164
	13. Качение по мягкой опорной поверхности	170
Глава V.	Влияние шин на эксплуатационные свойства автомобиля, движущегося по дороге с твердым покрытием	182
	1. Влияние шин на расход топлива автомобилем	182
	2. Влияние шин на динамичность автомобиля	188
	3. Влияние шин на устойчивость и управляемость автомобиля	189
	4. Влияние шин на плавность хода и вибрации автомобиля	191
	5. Влияние шин на шумообразование автомобиля	202

Глава VI. Влияние дисбаланса шин на работу автомобиля и износ протектора	208
1. Дисбаланс и биение колесного узла	208
2. Факторы, влияющие на дисбаланс и биение деталей колесного узла	213
3. Исследование величин дисбаланса, биения деталей колесного узла	214
4. Влияние дисбаланса и биения колес на работу автомобиля	219
5. Требования к величине допустимого дисбаланса и биения деталей колесного узла	223
Глава VII. Влияние износа шин на характеристики и эксплуатационные свойства автомобиля	227
1. Влияние износа шин на их статические характеристики	227
2. Влияние шин на сопротивление боковому уводу и сопротивление качению	228
3. Влияние износа шины на радиус качения	230
4. Влияние износа шин на тепловую экономичность автомобиля	230
5. Влияние износа шин на динамику автомобиля	231
6. Влияние износа шин на тягово-сцепные качества автомобиля	232
Список литературы	235

*Владимир Иванович Кнороз
Евгений Владимирович Кленников
Игорь Петрович Петров
Юрий Михайлович Юрьев
Александр Сергеевич Шелухин*

Работа автомобильной шины

Редактор *С. И. Белоцерковская*

Обложка художника *Н. М. Морозова*

Технический редактор *Е. В. Земскова*

Корректор *В. Я. Кинареевская*

Сдано в набор 8/1 1976 г.

Бумага 60×90^{1/16}

Учебно-изд. листов 17,06

Зак. тип. 28

типографская № 2

Тираж 20 000 экз.

Подписано к печати 22/IV 1976 г.

Печатных листов 15

Т-08123 Изд. № 1-4-1/14 № 5864

Цена 1 р. 23 к.

Изд-во «ТРАНСПОРТ», Москва, Басманный туп., 6а

Московская типография № 8 Союзполиграфпрома
при Государственном комитете Совета Министров СССР
по делам издательств, полиграфии и книжной торговли,
Хохловский пер., 7.