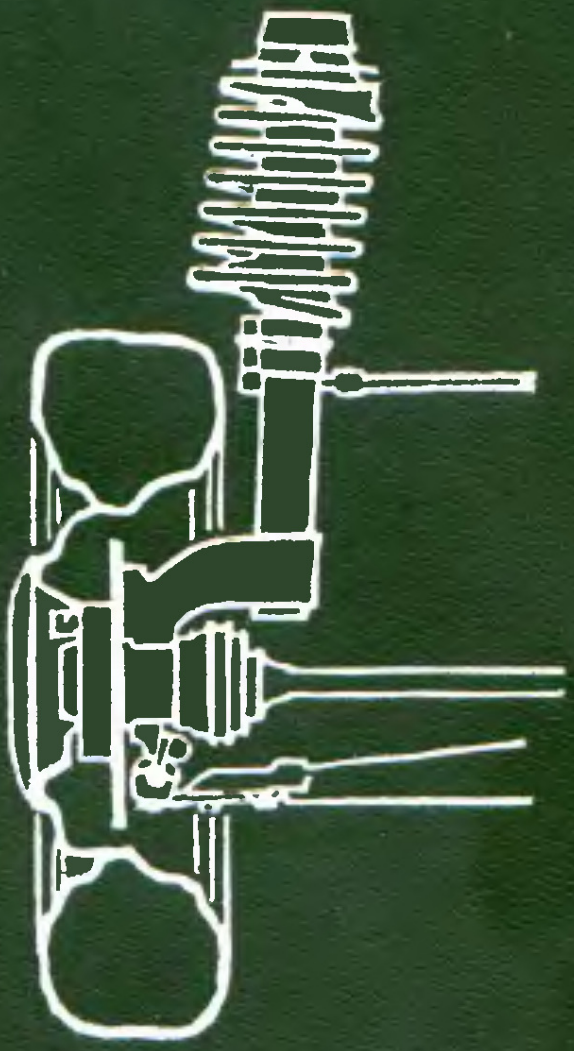
J. Reimpell

Fahrwerktechnik: Stoßdämpfer

Й. Раймпель

ШАССИ АВТОМОБИЛЯ

АМОРТИЗАТОРЫ, ШИНЫ И КОЛЕСА



«Машиностроение»

Prof. Dipl.-Ing. Jörnsen Reimpell

Fahrwerktechnik: Stoßdämpfer

Stoß- und Schwingungsdämpfer · Feder- und Dämpferbeine · Konstruktion und Einbau

VOGEL-BUCHVERLAG
WÜRZBURG

Й. Раймпель

ШАССИ АВТОМОБИЛЯ

АМОРТИЗАТОРЫ, ШИНЫ И КОЛЕСА

Перевод с немецкого В. П. Агапова

Под редакцией О. Д. Златовратского



Москва
«Машиностроение»
1986

ББК 39.33-04
Р18
УДК 629.113.011.1

Раймпель Й.

Р18 Шасси автомобиля: Амортизаторы, шины и колеса/Пер. с нем. В. П. Агапова; Под ред. О. Д. Златовратского. — М.: Машиностроение, 1986. — 320 с.: ил.

(В пер.): 1 р. 70 к.

Книга автора ФРГ продолжает серию «Шасси автомобиля» (первая книга «Шасси автомобиля» вышла в переводе на русский язык в 1983 г.). С достаточной глубиной рассмотрены методы проектирования, выбора, расчета конструкций амортизаторов. Приведены конструктивные решения. В книгу включена глава «Шины и колеса», опущенная при переводе первой книги. В этой главе на примере лучших мировых образцов даны конкретные рекомендации по методам расчета и производства шин и колес автомобилей.

Для инженерно-технических работников, занятых проектированием легкового автомобиля. Для разработчиков и изготовителей автомобильных шин и колес.

Р $\frac{3603030000\text{-}303}{038\ (01)\text{-}86}$ 303-86

ББК 39.33-04
6Т2.1

© Vogel—Buchverlag, Würzburg, 1983

© Перевод на русский язык, «Машиностроение», 1986

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие 9
Перечень обозначений, входящих в формулы гл. 1—4 10
Перечень названий иностранных фирм и автомобилей, приведенных в гл. 1—4 11

1. АМОРТИЗАТОРЫ 12

1.1. Рычажные амортизаторы 14
1.2. Двухтрубные амортизаторы 16
1.2.1. Установка 16
1.2.2. Принцип работы 21
1.2.3. Компенсация изменения объема 22
1.2.4. Усиленная конструкция для грузовых автомобилей 23
1.2.5. Установка в любом положении 24
1.2.6. Оборачивание действия 25
1.2.7. Уплотнение, шток и направляющая 26
1.2.8. Методы изготовления 28
1.3. Однотрубные газонаполненные амортизаторы 29
1.3.1. Уплотнение, шток и направляющая 29
1.3.2. Преимущества и недостатки 31
1.3.3. Система «де Карбон» 32
1.3.4. Амортизатор фирмы «Фихтель и Закс» 33
1.3.5. Амортизатор с успокоительным поршнем фирмы «Боге» . . . 35
1.3.6. Амортизатор фирмы «Бильштайн» с отдельной компенсационной полостью 37
1.3.7. Амортизатор со сдвоенным поршнем фирмы «Монро» 38
1.4. Усилия сопротивления 40
1.4.1. Расчет демпфирования кузова и колеса 40
1.4.2. Характеристика сопротивления амортизатора 46
1.4.3. Дегрессивная, прогрессивная и линейная характеристики амортизаторов 50
1.4.4. Потеря сопротивления амортизатора 51
1.4.5. Сопротивление амортизатора, приведенное к точке контакта колеса 51
1.4.6. Регулировка амортизатора и тип подвески 52
1.5. Фрикционное демпфирование 53
1.6. Зависимость демпфирования от различных факторов 55
1.6.1. Соотношение усилий отбоя и сжатия 55
1.6.2. Влияние амортизаторной жидкости 56
1.6.3. Влияние передаточного отношения i_x от колеса к амортизатору 56
1.6.4. Влияние однотрубной системы 56
1.6.5. Теоретическое и фактическое демпфирование 57
1.6.6. Зависимость от характеристики 57
1.7. Конструкции клапанов 58
1.7.1. Зависимость характеристики от клапана 58
1.7.2. Клапаны отбоя двухтрубных амортизаторов для легковых автомобилей 59

1.7.3. Клапаны сжатия двухтрубных амортизаторов для легковых автомобилей . . . 61
1.7.4. Клапаны двухтрубных амортизаторов для грузовых автомобилей . . . 64
1.7.5. Клапаны газонаполненных однотрубных амортизаторов . . 64
1.8. Внешняя регулировка клапанов . . . 67
1.8.1. Двухтрубный амортизатор фирмы «Конн» . . . 67
1.8.2. Однотрубная система . . . 70
1.9. Повышение демпфирования в зависимости от нагрузки . . . 72
1.9.1. Дроссельное регулирование (система фирмы «Бильштайн») 72
1.9.2. Регулирование силы сопротивления клапана (система фирмы «Бильштайн») . . . 73
1.10. Повышение сопротивления в зависимости от хода . . . 73
1.10.1. Гидравлический буфер отбоя фирмы «Фихтель и Закс» . . . 74
1.10.2. Гидравлический буфер отбоя фирмы «Боге» . . . 74
1.10.3. Пружинно-гидравлический буфер отбоя фирмы «Боге» . . 75
1.10.4. Демпфирование продольного крена при разгоне (система фирмы «Боге») . . . 77
1.10.5. Гидравлический буфер отбоя фирмы «Бильштайн» . . . 79
1.10.6. Механогидравлический буфер отбоя фирмы «Бильштайн» 79
1.10.7. Гидравлический буфер сжатия фирмы «Бильштайн» . . . 80
1.10.8. Изменение постоянного дросселя в зависимости от хода . . . 81
1.11. Промежуточные элементы крепления амортизаторов . . . 83
1.11.1. Требования . . . 83
1.11.2. Шарниры проушин . . . 84
1.11.3. Штыревые шарниры . . . 85
1.11.4. Специальные исполнения . . . 89
1.12. Размеры и основные параметры амортизаторов . . . 90
1.12.1. Длина двухтрубных амортизаторов . . . 90
1.12.2. Длина однотрубных амортизаторов . . . 91
1.12.3. Занимаемое пространство . . . 95
1.12.4. Усилия и допустимые отклонения . . . 95
1.13. Амортизаторы как конструктивный элемент подвески . . . 96
1.13.1. Амортизаторы с буфером отбоя . . . 96
1.13.2. Амортизаторы с буфером сжатия или дополнительным упругим элементом . . . 100
1.13.3. Амортизаторы с буферами сжатия и отбоя . . . 104

2. ПРУЖИННЫЕ И АМОРТИЗАТОРНЫЕ СТОЙКИ . . . 106

2.1. Определение терминов . . . 106
2.2. Амортизаторы с пружиной . . . 106
2.2.1. Варианты исполнения . . . 106
2.2.2. Амортизаторы с нижней опорной чашкой пружины . . . 109
2.2.3. Возможности монтажа . . . 114
2.3. Направляющие пружинные стойки . . . 114
2.3.1. Варианты исполнений . . . 114
2.3.2. Двухтрубные пружинные стойки, безнапорные . . . 117
2.3.3. Конструктивные указания . . . 118
2.3.4. Дополнительные упругие элементы . . . 120
2.3.5. Буфера отбоя . . . 122
2.3.6. Двухтрубные пружинные стойки, газонаполненные . . . 123
2.3.7. Однотрубные пружинные стойки, газонаполненные . . . 130
2.4. Направляющие амортизаторные стойки . . . 132
2.4.1. Двухтрубные безнапорные стойки . . . 132
2.4.2. Однотрубные газонаполненные стойки . . . 135
2.5. Амортизаторные направляющие стойки для зависимых подвесок . . 136

3. ВСТАВНЫЕ ПАТРОНЫ СТОЙКИ 138

3.1. Двухтрубная система 138
3.2. Однотрубная система 141

4. ДЕМПФЕРЫ КОЛЕБАНИЙ ДВИГАТЕЛЯ 144

4.1. Цель применения 144
4.2. Однотрубная безнапорная система 146
4.3. Газонаполненный амортизатор фирмы «Стабилус» 148
4.4. Регулировки 149
4.5. Промежуточные элементы крепления 150
Список литературы к гл. 1—4 152
Перечень обозначений, входящих в формулы гл. 5 153
Перечень названий иностранных фирм и автомобилей, приведенных в гл. 5 154

5. ШИНЫ И КОЛЕСА 155

5.0. Нормативы стандарта ДИН и директивы Экономического союза резиновой промышлениости ФРГ 155
5.1. Требования к шинам легкового автомобиля 155
5.2. Шины диагоиальной конструкции для легковых и развозных автомобилей 159
5.2.1. Коиструкция и профили 159
5.2.2. Рисунок протектора шин 163
5.2.3. Обозначение шин по ДИН 7803 165
5.2.4. Дополнительное обозначение шин по ECE *R* 30 170
5.2.5. Технические характеристики 171
5.2.6. Грузоподъемность шин для легковых автомобилей иа прицепах и жилых автомобилях 173
5.2.7. Применение низкосортных шин 174
5.2.8. Бескамерные и камериые шиины 174
5.2.9. Отклонения в давлении воздуха и размерах и их влияние иа показаиия спидометра 179
5.3. Шины радиальной конструкции для легковых, развозных и грузовых автомобилей 181
5.3.1. Коиструкция, преимущестав и иедостатки 181
5.3.2. Шины для легковых, комбиинированных и развозных автомобилей серий «82» и «70» 185
5.3.3. Широкие шины серий «65», «60», «55», и «50» 193
5.3.4. Влияние ширины профиля обода на ширину шиины и соотношение профиля 202
5.3.5. Обозначення шин в США 204
5.3.6. Шины для легких грузовых автомобилей 209
5.3.7. Сравненне диагональных и радиальиых шин для легких грузовых автомобилей 216
5.3.8. Грузоподъемность шин для легких грузовых автомобилей и шин для легковых автомобилей на жилых и других прицепах . . 217
5.3.9. Шины для грузовых автомобилей н прицепов к ним 219
5.4. Колеса 225
5.4.1. Обода, общие вопросы 225
5.4.2. Обода для легковых, комбинированных и развозных автомобилей 226
5.4.3. Обода для легких грузовых автомобилей и прицепов к ним . . . 232
5.4.4. Обода для грузовых автомобилей и прицепов к ним 234
5.4.5. Колеса для легковых автомобилей, легких грузозых автомобилей и прицепов к ним 239
5.4.6. Колеса из легкнх сплавов для легковых автомобилей . . . 244
5.4.7. Обозначение колес 247
5.4.8. Дисковые колеса для грузовых автомобилей и прицепов к ним 247

5.4.9. Крепление колес 249
5.4.10. Нагруженность дисковых колес 259
5.5. Характеристики упругости шин 260
5.5.1. Жесткость шин и параметры, влияющие на жесткость 260
5.5.2. Определение статической жесткости 263
5.5.3. Демпфирование шин 265
5.5.4. Силовая неоднородность 265
5.6. Характеристика качения 266
5.6.1. Сопротивление качению при прямолинейном движении . . . 266
5.6.2. Сопротивление качению при движении на подъеме 269
5.6.3. Мощность сопротивления качению 269
5.6.4. Увеличение сопротивления качению 270
5.6.5. Сопротивление качению на повороте 271
5.6.6. Зависимость длины развертки от скорости 271
5.6.7. Продольные силы при переезде препятствий 272
5.7. Трение скольжения и сцепление в продольном направлении . . . 274
5.7.1. Проскальзывание 274
5.7.2. Коэффициент сцепления 274
5.7.3. Коэффициент трения скольжения 275
5.7.4. Влияние дорожной поверхности 276
5.7.5. Аквапланирование 277
5.7.6. Трение по льду и по снегу 279
5.8. Сцепление в боковом направлении 280
5.8.1. Боковые силы, увод шин и поворачиваемость автомобиля . . 280
5.8.2. Боковые силы увода на диагональных шинах 283
5.8.3. Боковые силы увода и коэффициенты сцепления радиальных шин с поясом из стального корда 284
5.8.4. Зависимость коэффициента сцепления 292
5.9. Увеличение подачи топлива и торможение на повороте 297
5.10. Возвратный момент шины и снос боковой реакции 300
5.10.1. Влияние шины и давления воздуха 301
5.10.2. Снос боковой реакции 304
5.10.3. Диаграмма характеристик шин 305
5.10.4. Влияние продольных сил 306
5.10.5. Влияние развала 308
5.10.6. Влияние дорожной поверхности 309
5.11. Реакция на уменьшение подачи топлива 310
5.11.1. При заднем приводе 311
5.11.2. При переднем приводе 312
5.11.3. Влияние рисунка протектора 313
5.12. Дисбаланс шин и колес 314
Список литературы к гл. 5 316

ПРЕДИСЛОВИЕ

В 1974 г. впервые вышел 3-й том серии книг «Шасси автомобиля», где на 56 страницах излагались технические особенности амортизаторов и демпферов колебаний. Остальные 119 страниц книги были посвящены рулевому управлению. В общем, получалась книга, которая полностью соответствовала технике того времени. В настоящее время амортизаторы осуществляют не только демпфирование: взяв на себя и другие функции, они превратились в конструктивные элементы подвески. Кроме того, надо отметить, что в результате постоянного совершенствования стойка «Макферсон» получила очень широкое применение.

Для того, чтобы предлагаемая книга соответствовала современному уровню техники, она вместила в себя материал по пружинным и амортизаторным стойкам, а также в качестве отдельной главы, описание амортизаторов в виде конструктивных элементов подвески. Из 56 страниц получилось около 200, появилось очень много новых иллюстраций, часть из них крупноформатные для возможности подробного изображения. Дополнительным соображением было то, что амортизаторы и рулевое управление хотя и относятся к шасси, но, в конце концов, не имеют непосредственной взаимосвязи. Эти причины и желание дать читателю недорогую и не очень толстую книгу привели к тому, что из третьего тома «Шасси автомобиля» получились две самостоятельные книги: «Шасси автомобиля. Амортизаторы» и «Шасси автомобиля. Рулевое управление» *.

Таким образом, весь материал об амортизаторах можно найти в предлагаемой книге, которая предназначена, в первую очередь для интересующихся этой тематикой конструкторов, инженеров-исследователей, экспертов, спортсменов-раллистов и мастеров по ремонту автомобилей, а также для преподавателей и студентов вузов.

Всем фирмам, предоставившим информационный материал, я хотел бы выразить благодарность за большую помощь.

Кёльн **ЙОРНСЕН РАЙМПЕЛЬ**

---

* Перевод книги «Шасси автомобиля. Рулевое управление» планируется к выходу в свет в 1987 г. — *Прим. издательства.*

ПЕРЕЧЕНЬ ОБОЗНАЧЕНИЙ, ВХОДЯЩИХ В ФОРМУЛЫ ГЛ. 1—4

b_D — расстоянне между точками крепления амортизаторов иа балке зависимой подвески

b_F — расстояние между пружинами подвески в месте опоры их на кузове

b_h — колея задняя

s — ход амортизатора

F_A — усилие сопротивления в направлеиии растяжения (обычно при ходе отбоя колеса)

F_D — среднее усилие сопротивления, приведенное к амортизатору

F_E — средиее усилие сопротивлеиия в направлении сжатия (обычно при ходе сжатия колеса)

F_h — выталкивающая сила на штоке

F_{rh} — сила трения, приведениая к одному заднему колесу (суммарная в обоих направлениях. — *Прим. перев.*)

F_{rv} — сила трения, приведенная к одному переднему колесу (суммарная в обоих направлениях. — *Прим. перев.*)

F_{r2} — половина силы трения, приведенная к одному колесу, входящая в расчет k_1 (сила трення в одном направленни. — *Прим. перев.*)

$F_{x,\,y,\,z}$ — сила, направленная вдоль соответствующей оси координат: x — продольной, y — поперечной, z — вертикальной

F_2 — среднее усилие сопротивления, приведеиное к колесу

c_1 — статическая жесткость шины, Н/мм

c_1'' — динамическая жесткость шины, Н/мм

$c_{2v,\,h}$ — жесткость подвески, относящаяся к одиому колесу, соответственно спереди или сзади, Н/мм

D_1 — демпфнрование колеса

D_2 — демпфирование кузова

i_w — передаточиое отношение от колеса к амортизатору при разноименном ходе зависимой подвески

i_x — передаточное отношенне от колеса к амортизатору при равносторонием ходе подвески

k_D — коэффнциент сопротивления, приведеиный к амортизатору

k_{I} — коэффициент сопротивления, приведенный к колесу с учетом силы трения F_{r2} в направляющих элементах подвески

k_{II} — коэффициеит сопротивления, приведеиный к колесу, учитывающий только гидравлическое сопротивление

n_D — частота колебаний на стенде для испытания амортизаторов, мин$^{-1}$

v — скорость движения, км/ч

$v_{D\,max}$ — максимальная скорость поршня в амортизаторе, м/с

v_2 — максимальная скорость поршня, приведенная к колесу, м/с

ПЕРЕЧЕНЬ НАЗВАНИЙ ИНОСТРАННЫХ ФИРМ И АВТОМОБИЛЕЙ, ПРИВЕДЕННЫХ В ГЛ. 1—4

Русское написание	Оригинальное написание	Русское написание	Оригинальное написание
«Алько»	Alko	«Поло»	Polo
«Ауди НСУ ауто унион»	Audi NSU Auto Union	«Порше»	Porsche
		«Рекорд»	Rekord
«Бильштайн»	Bilstein	«Рено»	Renault
БМВ	BMW	«Сенатор»	Senator
«Боге»	Boge	СКФ	SKF
«Валь»	Wahl	«Стабилус»	Stabilus
«Гётце»	Goetze	«Станца»	Stanza
«Даймлер-Бенц»	Daimler-Benz	«Тагора»	Tagora
«Датсун»	Datsun	«Тальбо»	Talbot
«Ильтис»	Iltis	«Терсел»	Tercel
«Капри»	Capri	«Тимкен»	Timken
«Коммодор»	Commodor	«Тойота»	Toyota
«Кони»	Koni	«Транспортер»	Transporter
«Лейланд»	Leyland	ФАГ	FAG
«Метцелер»	Metzeler	«Фиеста»	Fiesta
«Монро»	Monroe	«Фихтель и Закс»	Fichtel & Sachs
«Моррис-Марина»	Morris-Marina	«Фольксваген»	Volkswagen (VW)
«Опель»	Opel	«Форд»	Ford
«Панда»	Panda	«Эластоген»	Elastogran
«Пассат»	Passat	«Эскорт»	Eskort
«Пежо»	Peugeot	«Ягуар»	Jaguar

1. АМОРТИЗАТОРЫ

Амортизатор служит в равной мере как для безопасности так и для комфортабельности движения, он должен предотвращать отрыв колес от дороги, т. е. обеспечивать хорошее сцепление с дорожной поверхностью и препятствовать колебаниям кузова. Амортизаторы наряду с шинами и колесами относятся к деталям шасси, которые чаще всего заменяются по желанию владельца автомобиля однотипными новыми деталями, предлагаемыми торговлей. Такая замена в самом деле возможна, однако она связана, например с опасностью преждевременного износа буферов подвески, если на новые амортизаторы при этом возлагается дополнительная функция ограничения ходов подвески (см. п. 1.13). Если же замена вызывает изменение управляемости, устойчивости или тормозных свойств транспортного средства и вследствие этого создает опасность для других участников движения, то «Общее разрешение на эксплуатацию» автоматически теряет силу, а вместе с ним аннулируются и страховые обязательства.

Соответствие какой-либо шины данному автомобилю можно определить по обозначенным на ней размеру и индексу грузоподъемности. Точно также изношенная шина сигнализирует индикаторами износа о достижении предельной минимально допустимой глубины рисунка протектора. Амортизатор же установлен в месте, не доступном для осмотра, обозначение на нем, хотя и нанесено, обычно покрыто грязью, так что прочитать его невозможно. Кроме того, для большинства амортизаторов определить их допустимость или пригодность для данного автомобиля можно лишь по справочнику. К этому надо еще добавить трудность определения работоспособности амортизатора, установленного на автомобиле. Для возможности такой проверки фирма «Боге» выпускает специальный стенд (рис. 1.1). На этом стенде колесам сообщают колебания с их собственной частотой, и по амплитуде перемещений в зоне резонанса оценивают, достаточную ли эффективность имеет амортизатор (рис. 1.2). Однако точную проверку регулировок можно осуществить лишь на снятом с автомобиля амортизаторе (или стойке), установив его на специальный стенд.

То обстоятельство, что внешним осмотром можно выявить неисправный амортизатор только при его негерметичности, а также отсутствие пока всеобщего распространения стендов для бездемонтажной проверки, являются, видимо, причинами того, что автомобилей

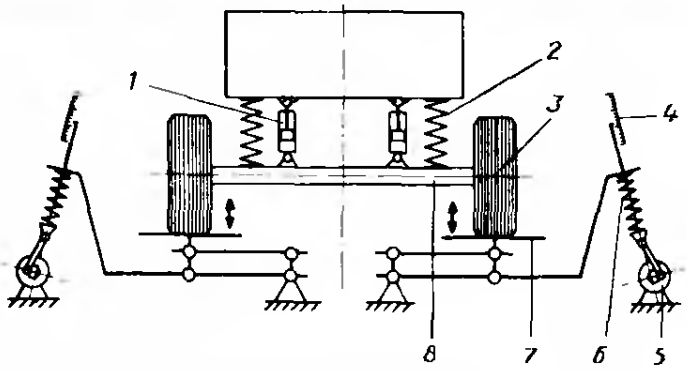


Рис. 1.1. Стенд для бездемонтажной проверки амортизаторов фирмы «Боге». Площадке *7* под колесом сообщаются вертикальные колебания, возбуждаемые электродвигателем. После выключения привода неподрессоренные массы (приходящиеся на сторону) проходят зону резонанса. Величина размаха в этой зоне имеет физическую связь с эффективностью демпфирования и позволяет сделать заключение о пригодности амортизатора:

1 — амортизатор; *2* — пружина подвески; *3* — колесо; *4* — измерительное устройство; *5* — привод; *6* — пружина сжатия; *7* — площадка; *8* — балка подвески

с дефектными амортизаторами на дорогах значительно больше, чем с негодными шинами. Массовые обследования, проведенные Общегерманским автомобильным клубом и фирмами «Боге» и «Фихтель и Закс» еще в 1972 г., показали, что более чем на 30 % всех проверенных автомобилей был неисправен хотя бы один амортизатор, а 3 % автомобилей имели три или даже все четыре негодных амортизатора.

Автомобильный институт Объединенного технического центра в Исманинге под Мюнхеном выявил позже при аналогичном методе обследования (на стенде) на 38,8 % из 4061 автомобиля по крайней мере один неисправный амортизатор, а Союз работников технического надзора в 1980 г. обнаружил снижение эффективности на 50 % минимум на одном амортизаторе у 13,6 % из 23 000 обследованных легко-

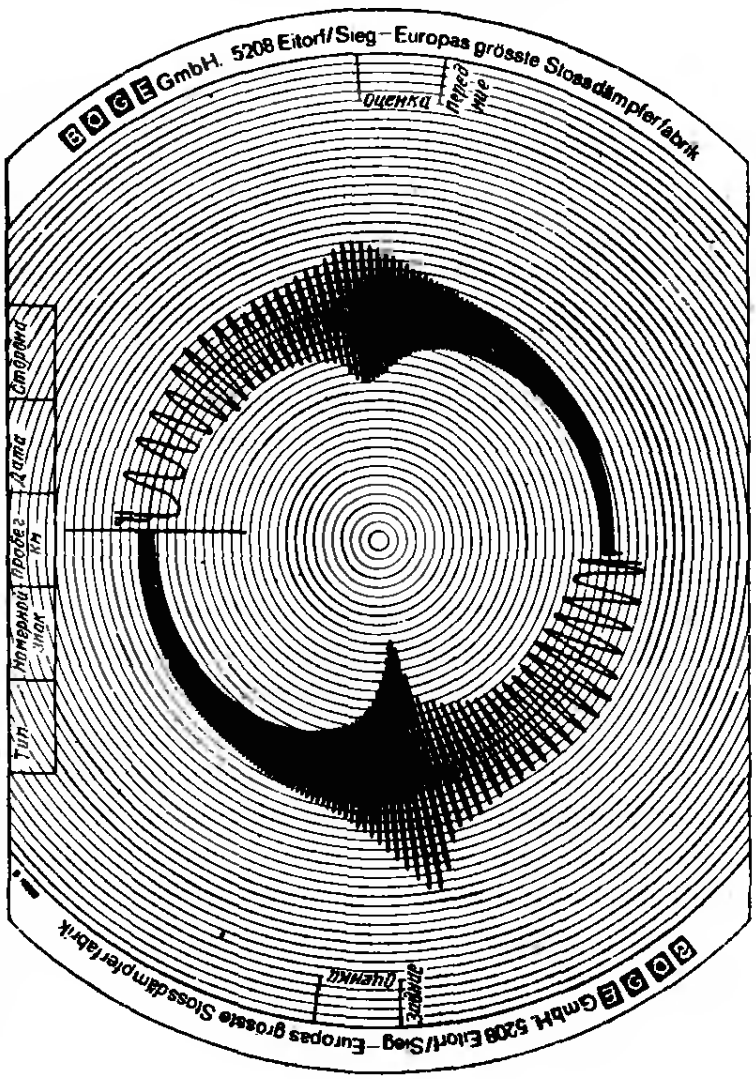


Рис. 1.2. На стенде фирмы «Боге» во время свободных колебаний подвески на вращающемся бланке записываются размахи колебаний во всем диапазоне частот, которые представляют собой меру работоспособности амортизатора. Представленная в верхней части диаграммы меньшая резонансная амплитуда свидетельствует об исправном амортизаторе, а нижняя, большая, соответствует примерно 50 %-ной потере эффективности

вых автомобилей. Неоднократные напоминания Союза работников технического надзора привели к снижению частоты этого дефекта: несмотря на то что в 1981 г. было обследовано свыше 50 000 автомобилей, указанный дефект обнаружен лишь у 4,3 %. Интересно, что на легковых и комбинированных автомобилях, оснащенных амортизаторами, потеря эффективности демпфирования отмечается чаще, чем на автомобилях, имеющих пружинные и амортизационные направляющие стойки. Некоторые зарубежные производители амортизаторов рекомендуют проверять работоспособность амортизаторов, установленных на автомобиле, методом раскачивания кузова. Такой метод отвергается автомобильной промышленностью и производителями амортизаторов в ФРГ. Если шарниры подвески автомобиля в результате длительной эксплуатации стали перемещаться с большим сопротивлением, то величина собственного трения в них может быть довольно высокой (см. п. 1.5), и этого трения даже при неисправном амортизаторе окажется достаточно для быстрого гашения вынужденных колебаний низкой частоты. Если же исследуемый автомобиль имеет шарниры с очень легким перемещением, да к тому же еще амортизаторы с прогрессивной характеристикой, то по причине малого демпфирования при малых скоростях перемещения кузов будет раскачиваться даже при исправных амортизаторах.

1.1. РЫЧАЖНЫЕ АМОРТИЗАТОРЫ

Старые автомобили с жесткой подвеской и небольшими скоростями движения не требовали высокого качества демпфирования: для обеспечения безопасности движения хватало простых и компактных рычажных амортизаторов (рис. 1.3). Принцип работы такого амортизатора несложен. При ходе отбоя колеса показанный на рисунке кулачок через сухарь нагружает поршень, масло из рабочей полости вытесняется через демпфирующий клапан в безнапорную полость. Преднатяг винтовой пружины, установленной в корпусе клапана, можно изменять снаружи, уста-

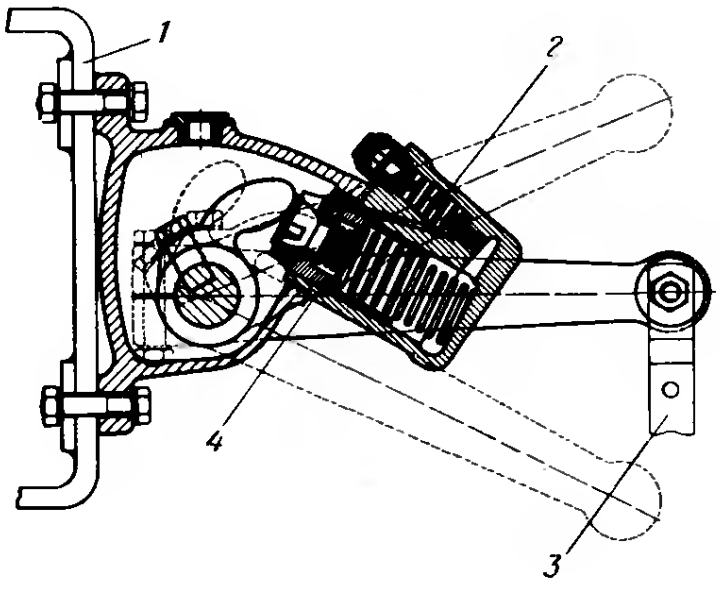


Рис. 1.3. Рычажный амортизатор одностороннего действия, демпфирующий только ход отбоя. Видно неблагоприятное передаточное отношение между концом рычага и точкой контакта кулачка с рабочим поршнем:
1 — рама автомобиля; *2* — регулируемый демпфирующий клапан; *3* — к подвеске; *4* — рабочий поршень с возвратной пружиной и обратным клапаном

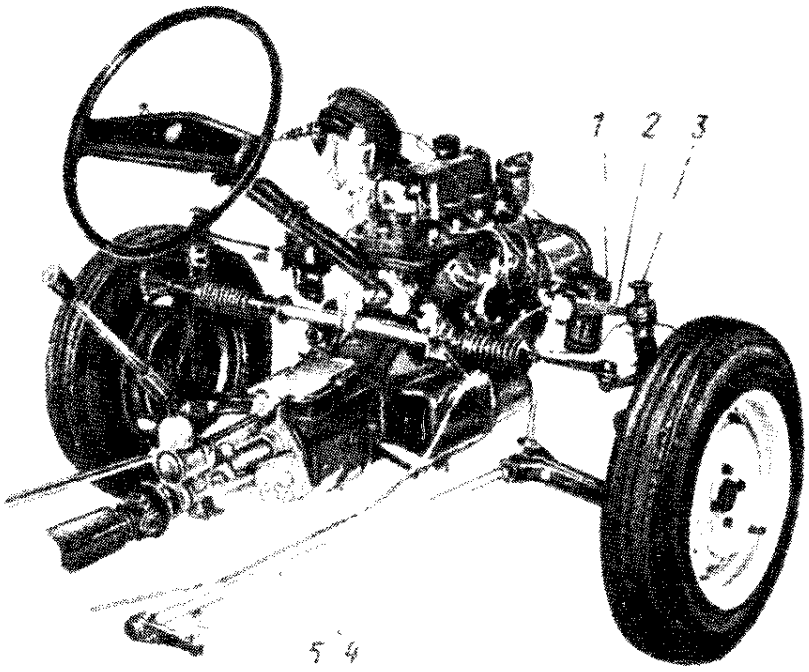


Рис. 1.4. Передняя подвеска автомобиля «Моррис-Марина». Рычаг *2*, имеющий опору в корпусе амортизатора *1*, является одновременно верхним рычагом. При полном ходе сжатия, установленный на кузове буфер упирается в площадку *3*. В качестве упругого элемента служит торсион *4*; высота автомобиля может регулироваться с помощью болта *5*

навливая тем самым желаемое усилие демпфирования. Когда колесо совершает ход сжатия, возвратная пружина отжимает поршень вверх и через обратный клапан, находящийся в его днище, масло устремляется обратно в рабочую полость.

Преимущества рычажного амортизатора: компактность; возможность использовать рычаг амортизатора одновременно в качестве поперечного рычага подвески; для крепления его корпуса на раме или на кузове достаточно всего двух болтов; возможность применения простого передаточного механизма для соединения конца рычага с поперечным или продольным рычагом подвески или с балкой; наличие внешней регулировки.

Этим преимуществам, однако, противостоят значительные недостатки: большая масса; высокая стоимость изготовления из-за обработки резанием почти всех деталей (корпус, рычаг и др.); весьма большие внутренние силы на кулачке и в опорах рычага.

Между концом рычага и точкой контакта кулачка с поршнем имеется передаточное отношение $i \approx 5$. Это означает примерно пятикратное увеличение усилия на поршне по сравнению с точкой контакта колеса с дорогой, высокие внутренние давления и связанное с этим неудовлетворительное демпфирование колебаний колес при обычных на сегодняшний день жестких шинах и высоких скоростях движения. По этой причине в ФРГ с 1953 г. рычажные амортизаторы больше не предусматриваются для новых конструкций легковых автомобилей. Однако их можно найти еще на английских автомобилях. На рис. 1.4 представлена передняя подвеска

автомобиля «Моррис-Марина», появившегося в продаже в 1971 г. Здесь рычаг амортизатора служит одновременно верхним рычагом подвески: конструктивный принцип, который был применен еще в 1937 г. фирмой «Ауто Унион» на автомобилях ДКВ.

1.2. ДВУХТРУБНЫЕ АМОРТИЗАТОРЫ

1.2.1. Установка

Амортизатор крепится вверху к кузову или раме, а внизу — к рычагу или балке подвески (рис. 1.5). Силы в обеих этих точках крепления имеют такую же величину, как возникающее на поршне демпфирующее усилие. По сравнению с рычажным телескопический амортизатор требует больше места по длине, которое должно быть обеспечено конструкцией автомобиля. Обработка резанием необходима небольшому числу деталей, большинство же формируется без снятия стружки. Благодаря этому стоимость изготовления и цена получаются ниже, чем для рычажного амортизатора, к тому же и эффективность телескопического амортизатора выше. На рис. 1.6 схематично показано устройство амортизатора. Двухтрубный амортизатор состоит из рабочей полости *A*, поршня *6*, закрепленного на нижнем конце штока *5*, донного клапана *9* и направляющей *1* штока, которая одновременно служит для установки уплотнения *3* и вместе с поршнем *6* воспринимает воз-

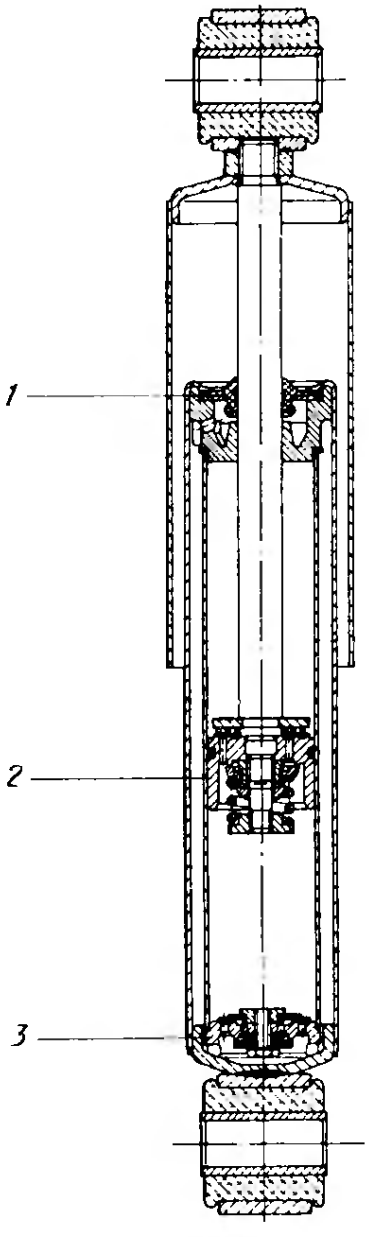


Рис. 1.5. Двухтрубный амортизатор фирмы «Боге» с двумя проушинами для крепления. Компенсационная полость расположена вокруг рабочей полости, за счет чего сокращается длина амортизатора. Видны установленное на поршне *2* клапанное устройство и донный клапан *3*, закрывающий снизу рабочую полость и представленный на рис. 1.78. Динамически разгруженное от давления уплотнение *1* расположено над направляющей штока (см. рис. 1.16 и 1.24)

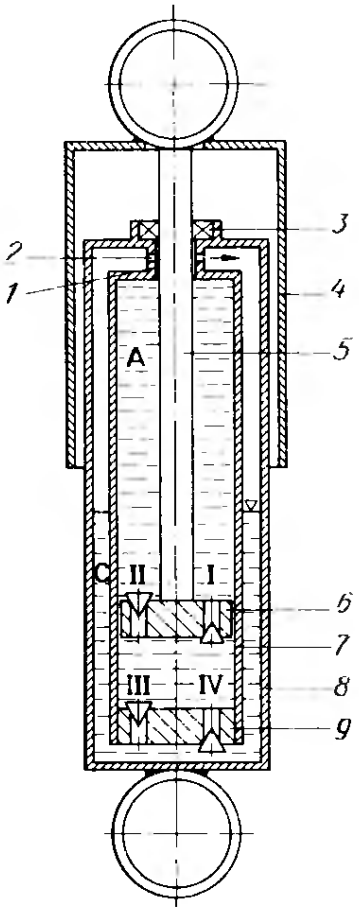


Рис. 1.6. Схема для пояснения работы двухтрубного амортизатора

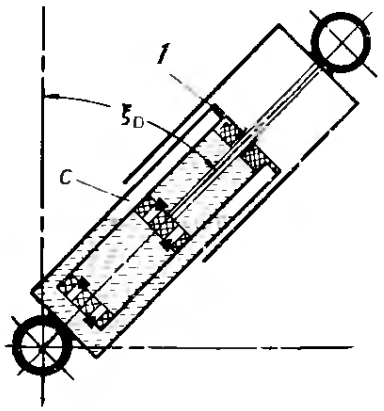


Рис. 1.7. Двухтрубные амортизаторы при полном ходе сжатия подвески не должны иметь угол наклона больше 45°, чтобы предотвратить одностороннее слишком сильное понижение уровня масла в компенсационной камере *C*:

1 — проход воздуха

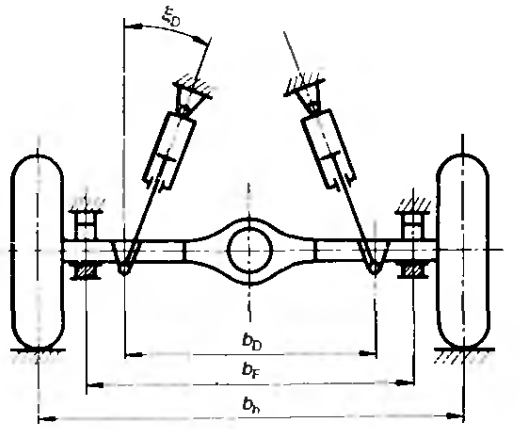


Рис. 1.8. Если при зависимой подвеске амортизаторы установлены с наклоном, то угол ξ_D увеличивается при ходе сжатия, что приводит к худшему демпфированию груженого автомобиля (см. уравнения (1.7) и (1.10) в п. 1.4.1). Кроме того, чем менее разнесены амортизаторы по ширине, тем слабее противодействуют они боковому крену кузова

ннкающие изгибающие моменты. Между цилиндром *7* и резервуаром *8* находится компенсационная полость *C*, заполненная амортизаторной жидкостью примерно наполовину. Остальная ее часть служит для восприятия как дополнительного объема жидкости вследствие расширения при нагреве (возможна температура до +120 °С, а в тропических амортизаторах до +200 °С), так и объема жидкости, вытесняемой при вдвигании штока.

Уровень жидкости в компенсационной полости должен доходить до половины высоты, чтобы предотвратить подсасывание воздуха в рабочую полость через донный клапан при экстремальных условиях. Такие условия могут возникнуть во время сильного мороза (—40 °С) при полностью выдвинутом штоке.

Дополнительно следует учесть наклонное положение амортизатора в автомобиле, приводящее к одностороннему понижению уровня масла в компенсационной полости (рис. 1.7). В связи с этим угол наклона ξ_D амортизатора относительно вертикали ограничен: в любом случае он не должен превышать 45°. Такое может случиться при полном ходе сжатия зависимой подвески, если верхние точки крепления амортизаторов сближены (рис. 1.8 и 1.9). Это решение предпочтительно применяется на комбинированных автомобилях, чтобы получить широкую, ровную погрузочную поверхность. В отличие от автомобиля «Пежо 504 брик» — легкового автомобиля классической компоновки — фирма «Форд» на развозном автомобиле «Эскорт экспресс», выпущенном в 1981 г., установила амортизаторы вертикально для повышения их эффективности (рис. 1.10). Хотя они расположены близко к колесам, но тем не менее сужают опущенную на этом автомобиле погрузочную поверхность (рис. 1.11): при колее 1384 мм ширина между колесными нишами составляет 1000 мм. Положительным для

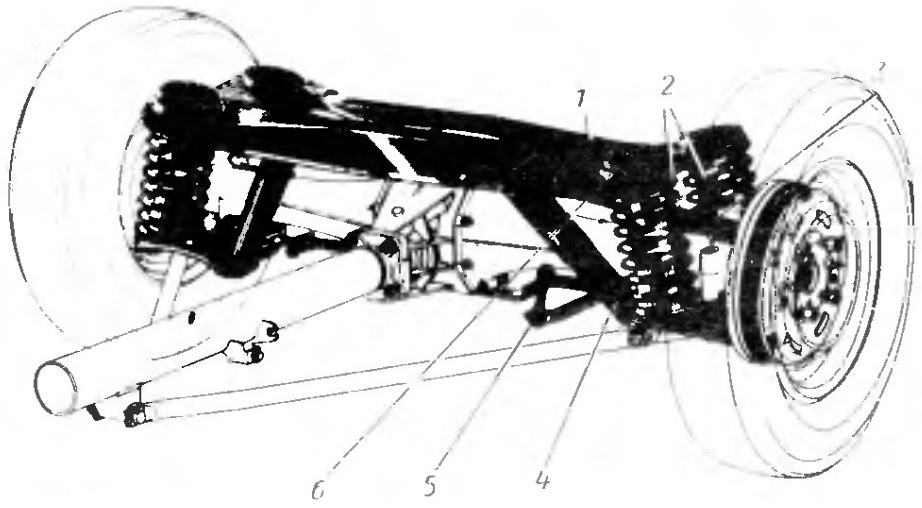


Рис. 1.9. Задняя зависимая подвеска, устанавливаемая с 1972 г. на комбинированные автомобили «Пежо 504 брик» и модернизированная для модели 1980 г. Для получения низко расположенной и возможно более широкой погрузочной поверхности, несмотря на размещение в балке подвески главной передачи, здесь применены по две низко сидящих винтовых пружины *2* с каждой стороны, а амортизаторы *4* установлены с наклоном. Нагрузки от пружин и амортизаторов воспринимает поперечина *1*, которая крепится к кузову через четыре резиновые опоры *6*. Стабилизатор *5* и тяга Панара *3* видны здесь не очень хорошо. Продольные силы и моменты передаются показанным в разрезе дышлом. Этот автомобиль допускает очень большую нагрузку — 675 кг

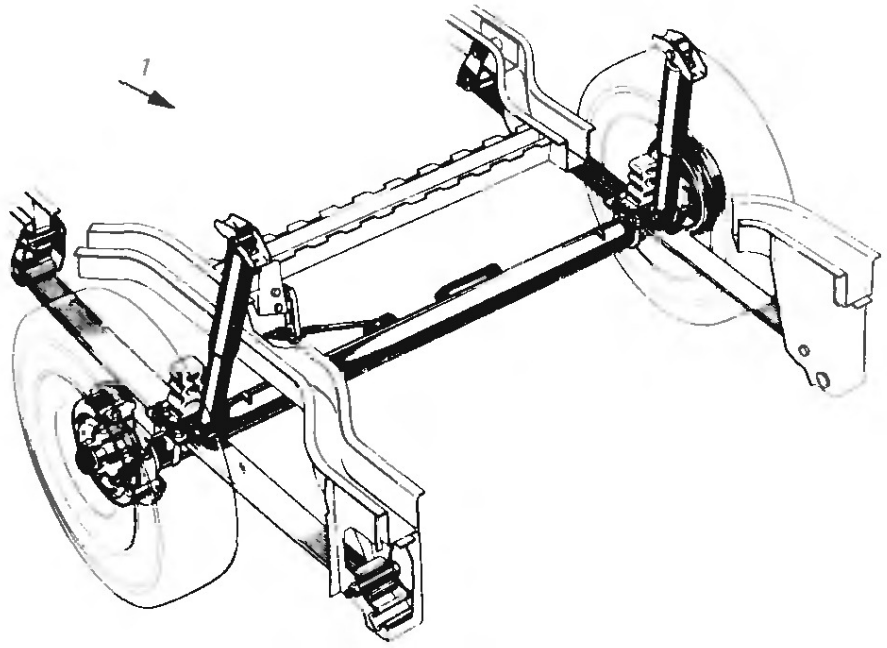


Рис. 1.10. Задняя подвеска выпущенного в 1981 г. фирмой «Форд» развозного автомобиля «Эскорт экспресс» с полезной нагрузкой 635 кг (плюс масса водителя 75 кг). Листовые рессоры осуществляют направляющие функции и благоприятным образом поддерживают кузов в четырех точках. Амортизаторы, стоящие вертикально, расположены близко к колесу, чтобы получить узкие колесные ниши:

***1* — направление движения**



Рис. 1.11. Вид внутреннего пространства развозного автомобиля «Эскорт экспресс» фирмы «Форд» через распахнутые широкие двери. Низко расположенная, удобная погрузочная поверхность стеснена колесными нишами, выше их ширина грузового отделения достаточно большая

размещения амортизаторов на этом переднеприводном автомобиле является то, что не требуется надевать цепи противоскольжения на задние колеса с шинами 165 *SR* 13 и что установлены рессоры вместо пружин. Последние (будучи расположены соосно с амортизаторами, см. рис. 2.10) в большей степени сузили бы внутреннее пространство. Аналогичное решение применила фирма «Пежо» на выпущенном в 1982 г. автомобиле «Транспортер *J* 5″»: как видно на рис. 1.12, трубчатая балка расположена здесь ниже оси колес.

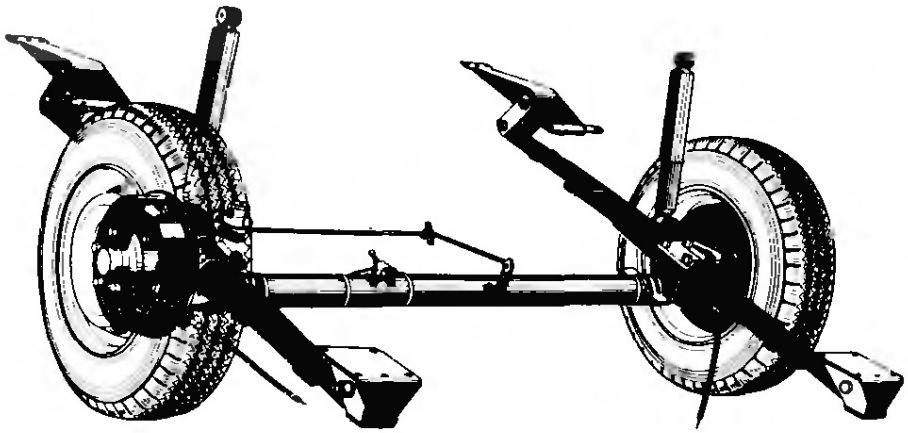


Рис. 1.12. Задняя подвеска автомобиля «Транспортер *J*5» фирмы «Пежо» с опущенной трубчатой балкой, установленными над балкой рессорами и буферами сжатия рядом с амортизаторами

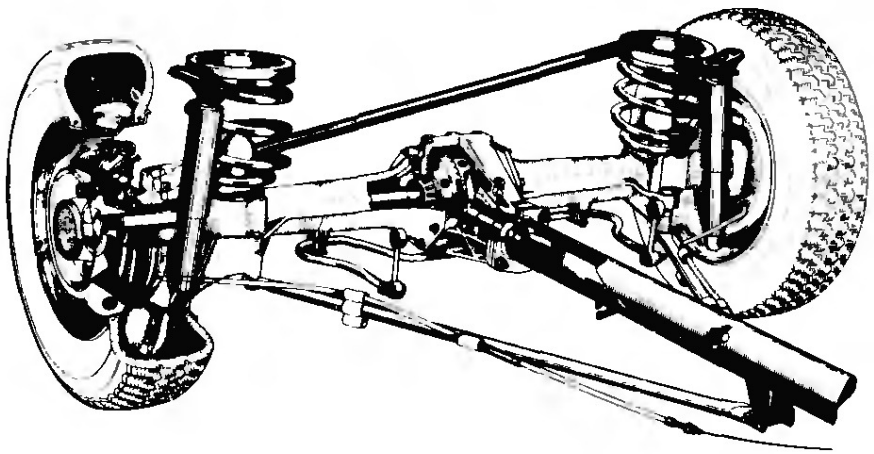


Рис. 1.13. Зависимая подвеска ведущих колес восьмиместного комбинированного автомобиля «Пежо 505 брик». В разрезе хорошо видно дышло, опирающееся на удлинитель коробки передач (см. также рис. 1.9) и подшипники колеса. Для улучшения направляющих функций две косые растяжки соединяют дышло с балкой подвески; основную часть боковых сил передает, однако, расположенная сзади тяга Панара



Рис. 1.14. Погрузочная поверхность шириной 1,38 м автомобиля «Пежо 505 брик» грузоподъемностью 0,7 т (вид через заднюю дверь, доходящую до бампера). Колесные ниши незначительно сужают погрузочную поверхность, которая может быть удлинена до 2,32 м за счет складывания спинки заднего сиденья

Нижние проушины сдвинутых к колесам амортизаторов привернуты к уголковым деталям, осуществляющим одновременно крепление четырехлистовых прогрессивных рессор.

На автомобиле «Пежо 505 брик» — комбинированном автомобиле классической компоновки, выпущенном фирмой в том же году для расширения своей программы, — амортизаторы тоже установлены вертикально (рис. 1.13). Для возможности низкого расположения погрузочной поверхности на балке установлены пружины типа «мини-блок» с прогрессивной характеристикой, которые при полном сжатии занимают очень небольшую высоту; внутри этих пружин расположены буфера сжатия. Амортизаторы установлены близко к колесу и крепятся к балке довольно низко, чтобы можно было разместить их — не ограничивая дорожного просвета — под погрузочной поверхностью рядом с пружинами. Достигнутый результат показан на рис. 1.14.

На грузовых автомобилях имеют место значительно большие усилия сопротивления, которые обычно передаются на лонжероны рамы. Для возможности установки сдвоенных шин и накладывания цепей противоскольжения на ведущие колеса, амортизаторы в большинстве случаев размещаются со значительным смещением внутрь, между рессорами. Такое расположение показано на рис. 1.15 для автомобилей «Транспортер 207D/308» фирмы «Даймлер-Бенц»: из-за низко располо-

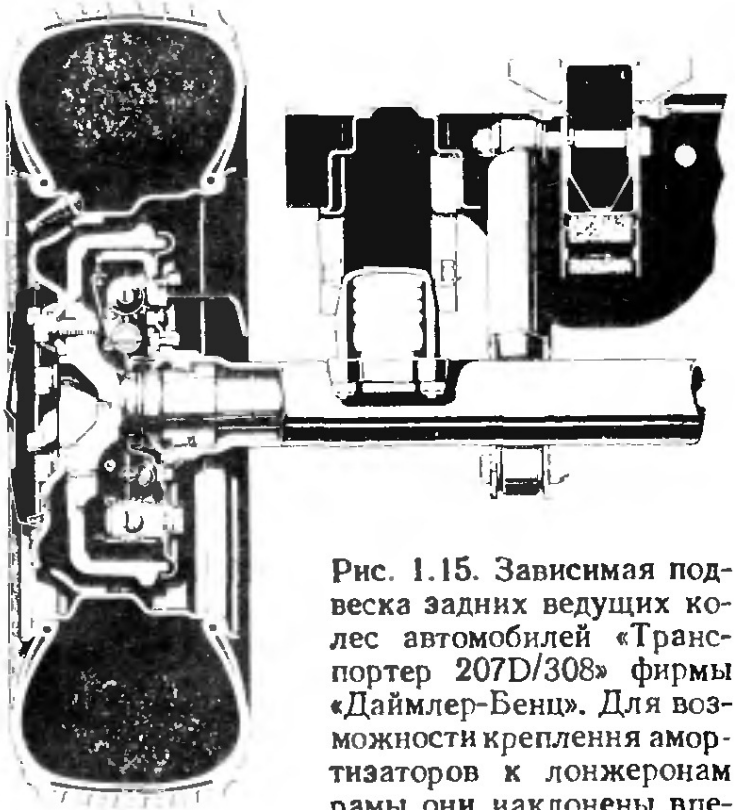


Рис. 1.15. Зависимая подвеска задних ведущих колес автомобилей «Транспортер 207D/308» фирмы «Даймлер-Бенц». Для возможности крепления амортизаторов к лонжеронам рамы они наклонены вперед. В разрезе хорошо видны трехлистовая рессора наружная опора полуоси с коническим роликовым подшипником фирмы «Тимкен» и бескамерная радиальная шина, смонтированная на ободе с двустороннim подкатом

женной погрузочной поверхности и соображений экономии места амортизаторы здесь дополнительно наклонены вперед. Такое и показанное на рис. 1.8 наклонное расположение под углом ξ_D имеют тот недостаток, что эффективность демпфирования снижается при полной нагрузке. Угол ξ_D при равностороннем ходе подвески увеличивается, вследствие чего (как видно из уравнения (7) в п. 1.4.1) увеличивается и передаточное отношение i_x. При неизменных усилиях амортизатора F_D усилия F_2, приведенные к точке контакта колеса, уменьшаются (см. уравнение (11) в п. 1.4.1).

Чем больше смещены амортизаторы внутрь, тем меньше эффективное расстояние между ними b_D в сравнении с колеей b_h. Передаточное отношение i_w для разноименного хода подвески увеличивается (см. уравнение 1.8 в п. 1.4.1), следствием чего является ухудшение демпфирования поперечных угловых колебаний, что особенно неблагоприятно может проявиться при высоком кузове.

1.2.2. Принцип работы

При ходе сжатия подвески происходит укорачивание амортизатора, поршень *1* перемещается вниз и часть масла перетекает из нижней части рабочей полости через клапан *II* в его верхнюю часть *A* (см. рис. 1.6). Количество жидкости, соответствующее объему погруженного штока, вытесняется при этом в компенсационную полость *C* через клапан *IV*, расположенный в донышке *9* цилиндра. За счет этого получаются в основном усилия сопротивления при сжатии, и только в том случае, если этого не достаточно, осуществляется дополнительное включение клапана на поршне * (см. рис. 1.79). Как показано на рис. 1.75, клапан *II* состоит лишь из диска *5*, нагруженного конической пружиной.

При ходе отбоя возникает повышенное давление между перемещающимся вверх поршнем *6* и направляющей *1* штока. При этом основное количество жидкости вытесняется через регулируемый клапан *1*, который и осуществляет усилия отбоя (см. рис. 1.75, 1.77 и 1.80). Небольшое количество жидкости проникает через зазор между направляющей и штоком, обозначенный S_1 на рис. 1.16, а также через показанный там же угловой канал *E—G*. Выдвигание штока приводит к нехватке жидкости в рабочей полости *A*, и недостающее количество подсасывается из полости *C* (см. рис. 1.6) через клапан *III*, представляющий собой простой обратный ** клапан. Жидкость, пульсирующая между рабочей и компенсационной камерой, охлаждается через резервуар *8*.

---

* Клапан на поршне, называемый в отечественной литературе перепускным, включается всегда. Обычно его сопротивление ничтожно мало и он не влияет на усилие сжатия. Однако, если его сопротивление предусмотрено конструкцией, оно дополняет сопротивление сжатию донного клапана. — *Прим. ред.*

** Этот клапан в отечественной технической литературе называется впускным. — *Прим. ред.*

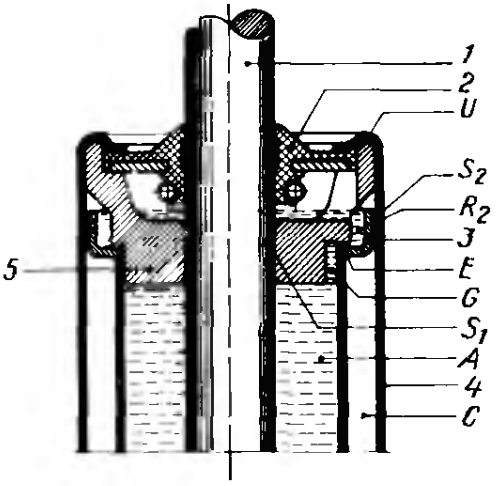


Рис. 1.16. Уплотнение, применяемое фирмой «Боге» для двухтрубных амортизаторов крупносерийного производства. Готовый амортизатор закрывается путем закатки резервуара *4* по кромке *U* направляющей *5* штока

1.2.3. Компенсация изменения объема

Как показано в п. 1.3, в однотрубных амортизаторах столб жидкости постоянно находится под давлением и уменьшение объема при охлаждении компенсируется расширением сжатого газа. Жидкость в рабочей полости двухтрубного амортизатора также сжимается, когда по окончании поездки он охлаждается до окружающей температуры. Если не принять специальных мер, в амортизаторе образуется воздушный пузырь, что при движении автомобиля — особенно в мороз — может привести к появлению неприятных стуков. Это явление получило название «утренней болезни»; при проверке такого амортизатора на стенде получилась бы диаграмма, показанная на рис. 1.58. Необходимо конструктивно обеспечить, чтобы жидкость, заполняющая доверху рабочую полость, на стоящем автомобиле не могла стечь обратно в компенсационную полость (см. п. 1.7.3), а также чтобы жидкость заполняла объем, освобождающийся при ее сжатии. Фирма «Боге» решает эту проблему за счет кольца *3* уголкового сечения, которое показано на рис. 1.16, и нескольких, отформованных по наружной поверхности направляющей штока канала *E* и *G*, расположенных под прямым углом друг к другу. Кольцо *3* образует резервуар R_2, из которого осуществляется подпитка через оба указанных канала при охлаждении. Другое преимущество этого решения состоит в том, что воздух, попавший в рабочую полость при неправильном хранении или проверке от руки (при горизонтальном положении амортизатора), можно удалить оттуда. Каналы *E* и *G* служат в таких случаях для выпуска воздуха: за счет ходов подвески воздушная подушка быстро удаляется. Кроме того, уголковое кольцо предотвращает прямое соударение со стенкой резервуара *4* струй, «выстреливающих» из канала *E* при движении поршня вверх, что привело бы к вспениванию жидкости.

При ходе отбоя над поршнем возникает повышенное давление, которое вызывает как говорилось выше, вытеснение жидкости вверх через зазор S_1 (между штоком и направляющей) и угловые каналы *E*—*G*. Это небольшое количество жидкости (осуществляющее, между прочим, смазывание штока) собирается в резервуаре R_2 и через кольцевой зазор S_2, образованный уголковым кольцом *3* и резервуаром *4*, стекает в компенсационную полость *C*. При этом происходит охлаждение жидкости через обдуваемый

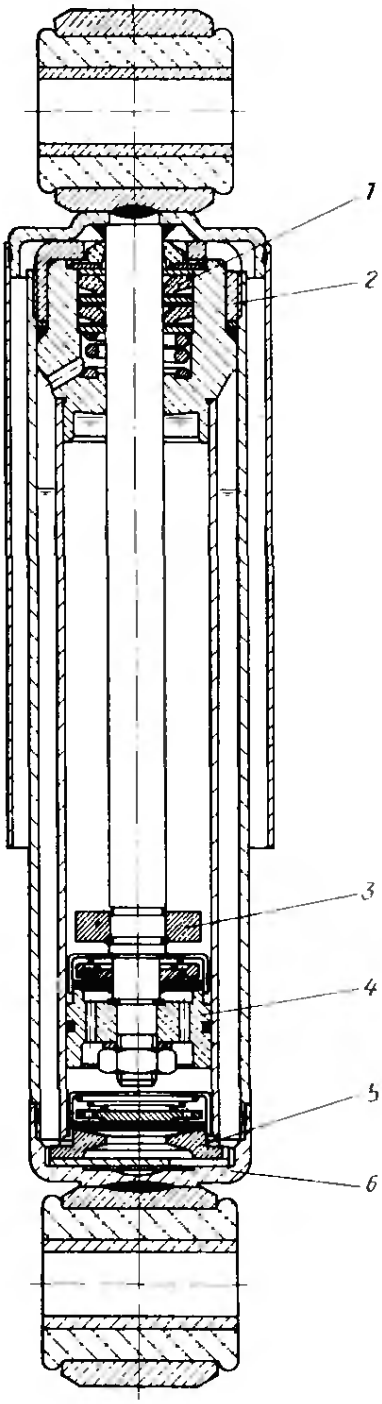
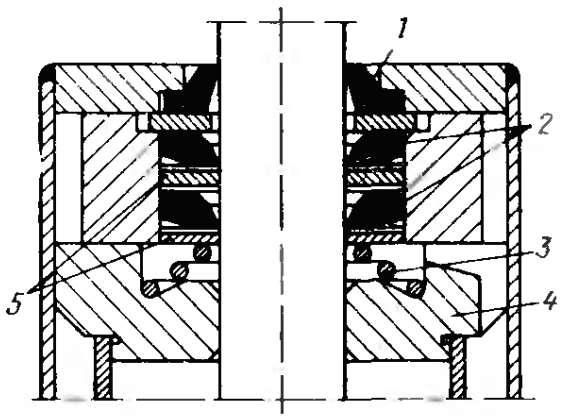


Рис. 1.17. Амортизатор для грузового автомобиля T36-D2V + hA фирмы «Фихтель и Закс» с двойным фитоновым уплотнением (D2V), гидравлическим буфером отбоя (hA) и резьбовой крышкой (T)

←

Рис. 1.18. Самоподжимной комплект уплотнений, выдерживающий высокие температуры, устанавливаемый фирмой «Фихтель и Закс» в амортизаторы для грузовых автомобилей, с диаметром поршня 30—70 мм и диаметром штока 15—25 мм; пружина *3* в зависимости от размера выполняется цилиндрической или конической. Здесь показан еще один вариант закрывания амортизатора — сваркой



встречным воздухом резервуар *4*. Однако кольцевая щель S_1, а также размеры и количество поперечных каналов *G* соответствуют постоянному дросселю, так что их сечение должно учитываться при регулировке амортизатора (см. п. 1.7).

При ходе сжатия поршень вдвигается, вытесняет определенный объем и создает тем самым опять-таки повышенное давление в рабочей полости *A*, т. е. и при сжатии жидкость вытесняется через зазор S_1, а также каналы *E* и *G*, и, стекая, охлаждается через резервуар *4*.

1.2.4. Усиленная конструкция для грузовых автомобилей

Двухтрубные амортизаторы в ФРГ изготовляют фирмы «Боге» и «Фихтель и Закс». На рис. 1.17 показан усовершенствованный амортизатор *T*36 для грузовых автомобилей, выпускаемый последней из названных фирм, имеющий диаметр поршня 36 мм и развивающей при ходе 100 мм и $n = 100$ мин$^{-1}$ испытательного стенда усилие отбоя до 8 кН. Резервуар сверху закрыт крышкой *2*, а снизу — днищем *6*. На поршне *4* и в донышке *5* цилиндра установлены дисковые клапаны; серийный гидравлический буфер отбоя *3* соответствует показанному на рис. 1.98. Другим преиму-

ществом этого амортизатора является комплект уплотнений *1*, рассчитанный на высокие нагрузки и выдерживающий максимальную температуру масла 220 °С, а продолжительное время — 160 °С. Как показано на рис. 1.18, этот комплект состоит из двух отдельных уплотнений *2*, которые по мере износа поджимаются через шайбы *5* конической или цилиндрической винтовой пружиной *3*; последняя имеет опору в направляющей *4* штока. Кроме того, имеется грязесъемный элемент *1*, который (как и остальные элементы уплотнения) изготовлен из фитона и предотвращает проникновение пыли, песка и влаги. В табл. 1.1 приводится характеристика амортизатора *T36e*; последний имеет такую же конструкцию, но компенсационная камера его по диаметру на 10 мм больше, в связи с чем увеличен и объем масла.

1.2.5. Установка в любом положении

Для однотрубных амортизаторов, описанных в п. п. 1.3.3 и 4.1.2, возможна установка их в любом положении от $\xi_D = 0$ до $\xi_D = 90°$; двухтрубные амортизаторы имеют в этом отношении ограничения. Если все-таки необходимо применить более дешевые и более короткие двухтрубные амортизаторы, например, в подвеске на продольных рычагах или в подвеске прицепа, то фирма «Боге» предлагает для этого специальное исполнение с газовым элементом *G* (рис. 1.19). Этот элемент размещается в увеличенной компенсационной полости *C* и допускает установку амортизатора в любом положении за счет того, что компенсационная полость здесь может быть целиком заполнена жидкостью. Газовый элемент выполнен из нейлонового мешка, заполненного газом, известным в ФРГ под названием «Фреон 13». Продолжительное время он может выдерживать температуру от —20 °С +80 °С, кратковременно — до +120 °С.

---

* Фитон — торговое название группы резин на основе фторкаучуков. — (*Прим. перев*).

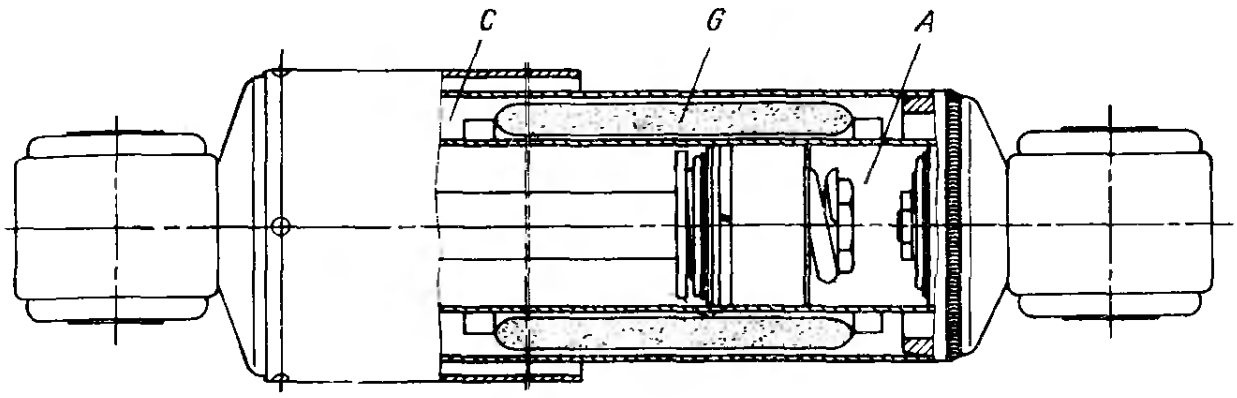


Рис. 1.19. Двухтрубный амортизатор фирмы «Боге» с газовым элементом, допускающий установку в любом положении и выпускаемый в основном следующих типоразмеров: T27/32, T32/40 и T40/50 (см. табл. 1.12.1). Вспенивание масла не происходит даже в экстремальных условиях

1.2.6. Оборачивание действия

Для создания большей площади размещения груза фирма «Пежо» на развозном автомобиле «*J*9» устанавливает амортизаторы перед осью качания задних продольных рычагов (рис. 1.20); вследствие этого при ходе отбоя колес амортизатор совершает ход сжатия, а при ходе сжатия подвески — ход отбоя. Такой амортизатор должен иметь на ходе сжатия более сильную регулировку, чем на ходе отбоя; то же касается и амортизаторов в подвесках прицепов (рис. 1.21 и 1.22). Малые модели фирмы «Ситроен» — «2 *CV* 6» и «Диана 6» — имеют в качестве независимых подвесок спереди и сзади продольные рычаги с короткими, направленными вниз плечами *1* (рис. 1.23), которые через тяги *2* при ходе сжатия колес сжимают установленные в кожухе *4* винтовые пружины. Амортизаторы *3* расположены горизонтально и параллельно тягам *2*, поэтому при указанном ходе подвески амортизатор нагружается на отбой (а не на сжатие, как обычно). Для такой схемы нагружения подходят исполнение амортизаторов, описанное в п. 1.2.5 или амортизаторы, применяемые в качестве демпферов в рулевом управлении. Если усилие при сжатии нельзя установить достаточно большим или температура масла повышается до недопустимого уровня, нужно переходить на газонаполненные одиотрубные амортизаторы (см. п. 1.3.3), которые, хотя и дороже, но значительно эффективнее.

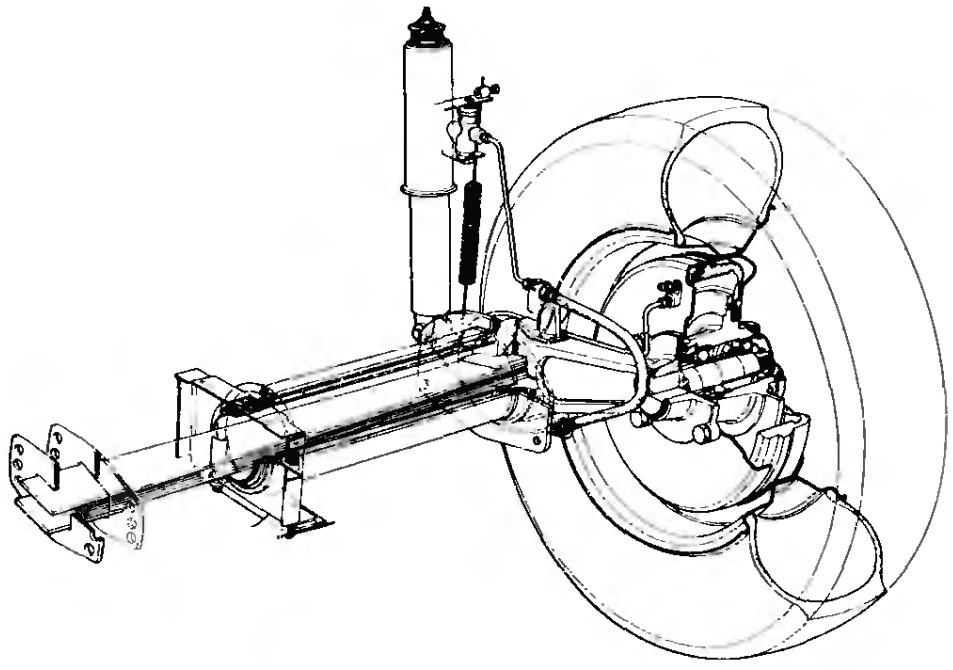


Рис. 1.20. Задняя подвеска появившегося в продаже в 1980 г. развозного автомобиля «Пежо J9». Амортизаторы собственного изготовления крепятся к направленным вперед плечам рычагов, так что при ходе отбоя колес они нагружаются на сжатие. Соотношение усилий при отбое и при сжатии (см. п. 1.6.1) для этого амортизатора при малой скорости поршня — около 1, а при большой скорости ≈0,6. Хорошо видны наборный торсион и его центральное крепление с помощью двух накладок

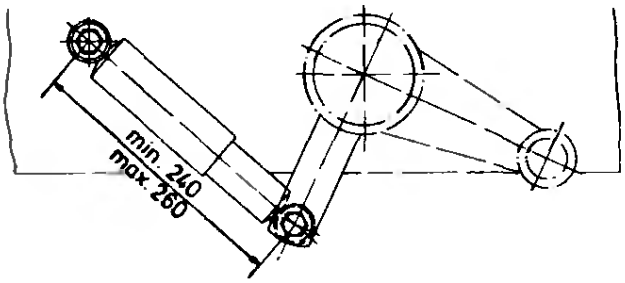


Рис. 1.21. На рамах, которые изготовляет фирма «Алько» для жилых прицепов, опора центральной части продольных рычагов выполнена в лонжеронах, амортизаторы установлены примерно на той же высоте. При такой установке амортизаторы должны иметь при сжатии больше усилия, чем при отбое. Средияя монтажная длина амортизатора может колебаться в пределах 20 мм

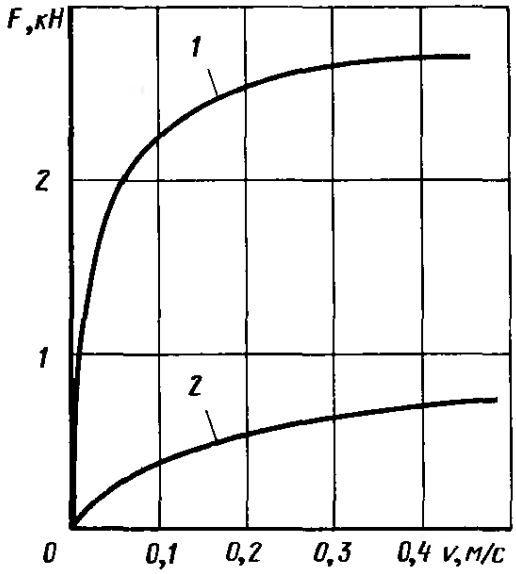


Рис. 1.22. Дегрессивные характеристики амортизаторов фирмы «Фихтель и Закс», устанавливаемых на прицепы «Алько». Из-за оборачивания действия усилия сжатия больше, чем усилия отбоя, соответствующие ходу сжатия подвески. Описанное в п. 1.6.1 соотношение усилий отбоя/сжатия составляет в среднем 0,22:

1 — сжатие; *2* — отбой

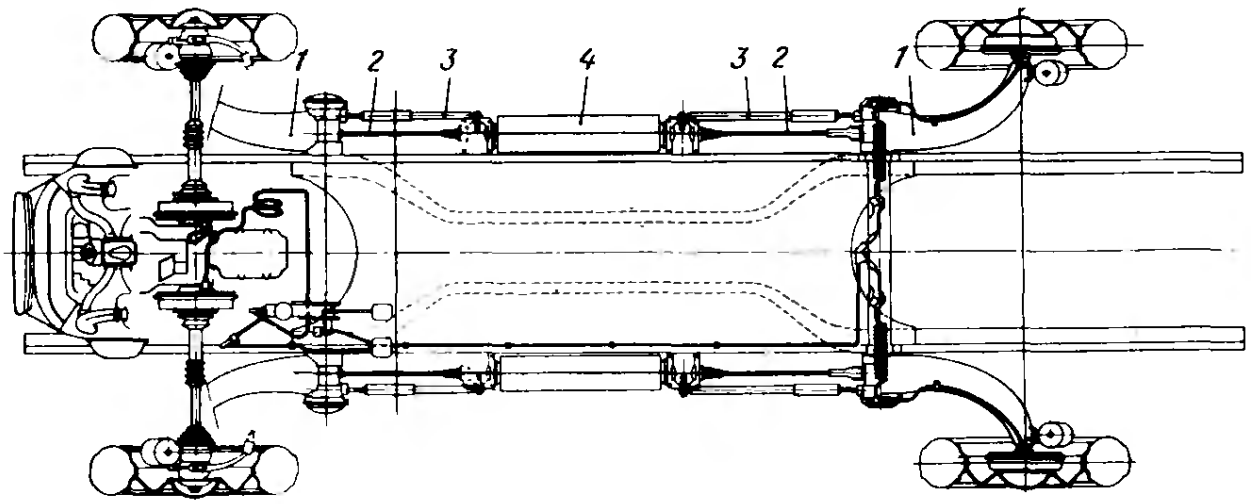


Рис. 1.23. Ходовая часть автомобиля «Ситроен Диана 6». Амортизаторы *3* расположены параллельно тягам *2*

1.2.7. Уплотнение, шток и направляющая

Двухтрубные амортизаторы в отличие от описанных ниже однотрубных не предъявляют таких высоких требований к изготовлению, имеют меньшую длину и при использовании на легковых, комбинированных и грузовых автомобилях имеют то преимущество, что не требуют применения дорогого уплотнения штока. На рис. 1.24 дан чертеж такого сальника штока фирмы «Гётце» со всеми размерами, необходимыми для изготовления и приемки. Уплотнительная кромка, показанная на этом чертеже вверху

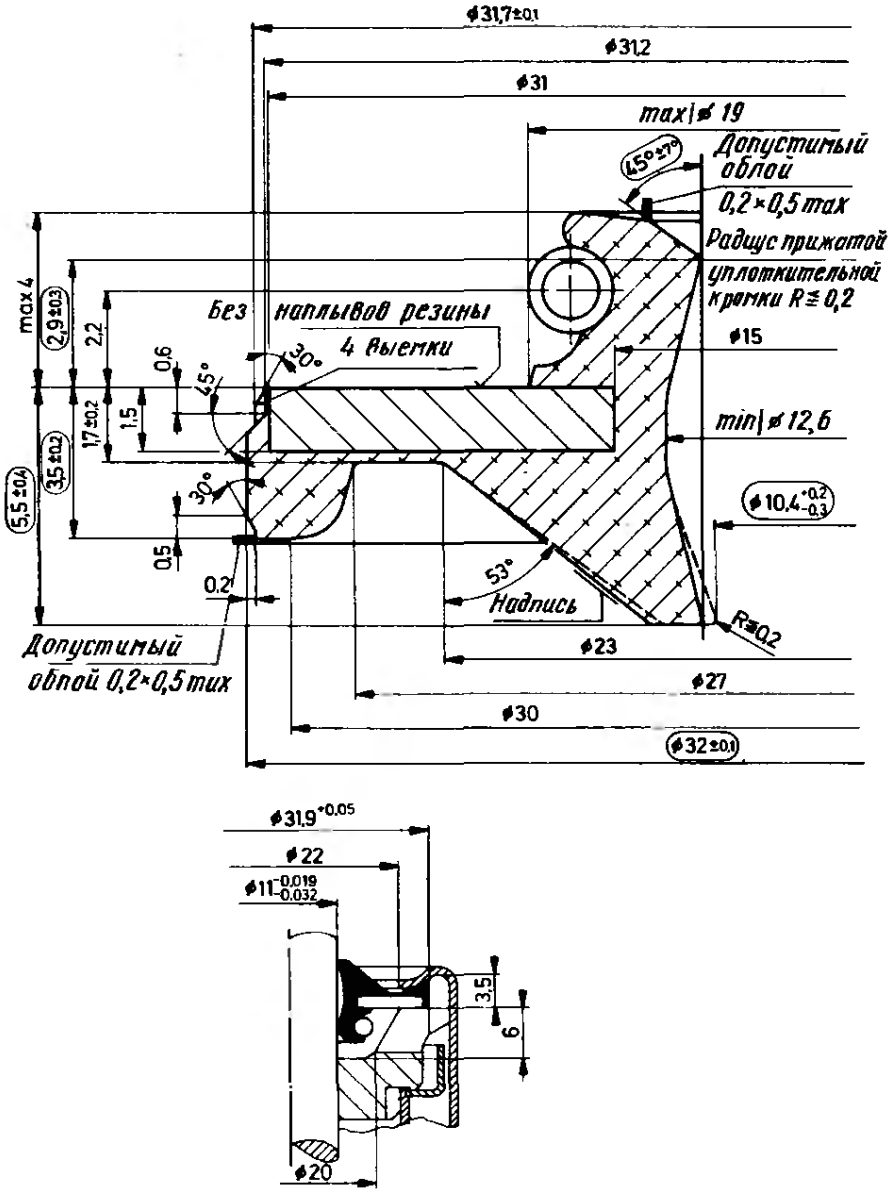


Рис. 1.24. Уплотнение амортизатора, служащее одновременно крышкой резервуара (чертеж фирмы «Гётце»). Изображение детали соответствует ее положению при изготовлении. Размеры, подлежащие контролю, обведены. Внизу показана установка детали в узел

(деталь в положении изготовления) после монтажа (см. рис. 1.16) оказывается внизу. Уплотняемый шток имеет в окончательном виде диаметр $11^{-0,019}_{-0,032}$, т. е. поле допуска, не соответствующее стандарту (примерно оно соответствует посадке *f7* по международному стандарту ИСО). Отверстие в металлокерамической направляющей штока имеет посадку *H8* по ИСО ($11^{+0,027}$). На чертеже все важные размеры имеют допуски, а размеры, подлежащие контролю, заключены в рамку. Охватывающая сальник пружинка, прижимающая уплотнительную кромку, должна создавать радиальное усилие 40—80 Н. Как видно на рис. 1.16, такой сальник служит одновременно крышкой резервуара и крепится путем закатки кромки резервуара *4*, что становится возможным благодаря привулканизованной арматуре (см. рис. 1.24), изготовляемой из холоднокатаной стали *St2*.

Ресурс амортизатора зависит в первую очередь от уплотнения, а ресурс последнего — в основном от состояния поверхности штока. Она должна быть твердой, чтобы пыль и частицы грязи не могли оставить царапин, коррозионно-стойкой, чтобы не повредить уплотнение очагами коррозии, и возможно более гладкой для обеспечения малого трения скольжения. В качестве материала для штока амортизаторов крупносерийного пронзводства применяется улучшаемая сталь *С45К* (буква *К* означает холоднотянутая) со следующими показателями прочности: $\sigma_в = 700 \div 850$ МПа, $\sigma_т \geqslant 480$ МПа и $\delta_5 \geqslant 14$ %. Предварительно обработанный шток подвергается индукционной закалке на глубину 0,4—0,5 мм, чтобы получить поверхностную твердость не менее HRC 53. Последующее шлифование, нанесение твердого хромового покрытия толщиной 8—10 мкм и заключительное полирование необходимы для обеспечения условий уплотнения. В окончательном состоянии твердость поверхности составляет не менее HRC 62 и максимальная высота микронеровностей $Rt = 2$ мкм.

1.2.8. Методы изготовления

Монтажные проушины, свернутые из листового материала, привариваются встык: внизу — к резервуару и вверху — к штоку. Кожух, необходимый для защиты штока от ударов камней и прочих повреждений, также крепится сваркой. Как видно на рис. 1.5 и 1.16, закрывание отрегулированного и окончательно собранного амортизатора осуществляется: закаткой резервуара *4* по кромке *U* направляющей *5* штока, обжатием трубы резервуара в нескольких местах (см. рис. 2.42) или сваркой этой трубы с крышкой (рис. 1.25 и 1.18). Все указанные способы соединения не допускают разборки амортизатора. Применявшиеся раньше резьбовые крышки неоправданно удорожали производство крупносерийных амортизаторов. Однако амортизаторы повышенной эффективности, амортизаторы для сверхтяжелых грузовых и гоночных автомобилей еще закрываются резьбовыми крышками, чтобы на этих до-

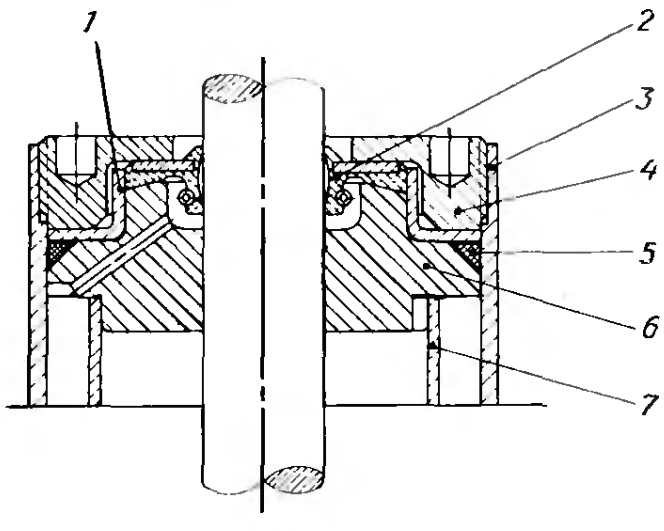


Рис. 1.25. Двухтрубный амортизатор фирмы «Монро», который закрывается с помощью роликовой шовной сварки резервуара *6* с верхней крышкой *4*. В этой крышке установлен сальник, который прижимается конической пружиной *2*, опирающейся на направляющую *1*, как к штоку *3*, так и к крышке *4*. Косой канал в направляющей служит для выхода воздуха, а крутая спираль *9* вокруг цилиндра *7* уменьшает вспенивание масла. Клапан отбоя *8* и донный клапан *10* аналогичны показанным на рис. 1.75 и 1.78, монтажные проушины соответствуют показанному на рис. 1.20 типу *2*

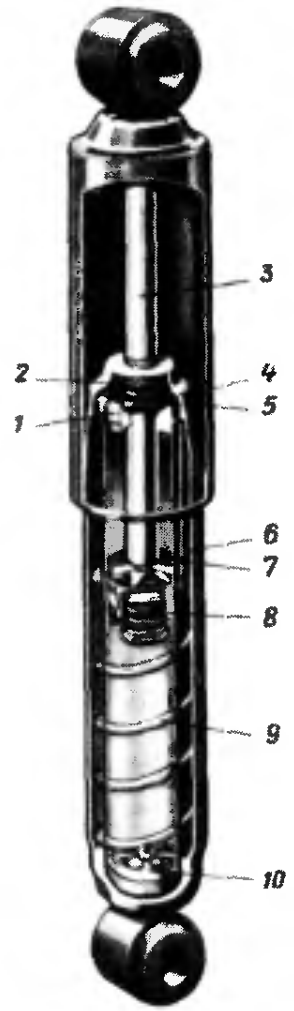


Рис. 1.26. Резьбовая крышка, применяемая фирмой «Боге» на амортизаторах для грузовых автомобилей. Резервуар *3* имеет внутреннюю резьбу для ввертывания крышки *4*, которая через уголковое кольцо *1* и направляющую *6* штока прижимает цилиндр *7*. Уплотнение между резервуаром *3* и направляющей *6* осуществляется кольцом *5*, а шток герметизируется сальником *2*, который по своей конструкции соответствует показанному на рис. 1.24 и удерживается крышкой

рогостоящих исполнениях можно было осуществить ремонт или регулировку (рис. 1.26, 1.17 и 1.92). Дальнейшие подробности можно найти в технической документации фирм «Боге» и «Фихтель и Закс».

1.3. ОДНОТРУБНЫЕ ГАЗОНАПОЛНЕННЫЕ АМОРТИЗАТОРЫ

1.3.1. Уплотнение, шток и направляющая

Разработка двухтрубных телескопических амортизаторов началась около 1938 г., а однотрубных газонаполненных с разделительным поршнем — примерно на 10 лет позже. Основную трудность при создании однотрубного амортизатора представляло уплотнение *8* (рис. 1.27), которое нагружено статически внутренним давлением, действующим на разделительный поршень *4* и, следовательно, на столб жидкости, и динамически при ходе отбоя давлением сопротивления, возникающим под поршнем *6*. Многолетние исследования, усовершенствованные способы обработки и новые полимерные материалы привели к такой конструкции уплотнительного комплекта (рис. 1.28), которая по своему ресурсу удовлетворяет сегодняшним требованиям и устраняет тем самым прежний основной недостаток однотрубных амортизаторов — преждевременную разгерметизацию. В отличие от двухтрубных амортизаторов здесь резервуар закрывается съемной направляющей *2* штока, которая удерживается пружинным стопорным кольцом *4*. При нажатии вниз на направляющую *2* диск *5*, изготовленный из пербунана * и уплотняющий своей внешней периферийной поверхностью, упруго сжимается, после чего кольцо *4* может войти в открывшуюся полукруглую канавку трубы *8*. После снятия монтажной нагрузки направляющая *2* прижимается к кольцу *4*. С внутренней стороны амортизатора уплотнительный комплект опирается на второе пружинное стопорное кольцо *6*.

---

* Торговое название материала из группы бутаднен-нитрильных каучуков. — *Прим. перев.*

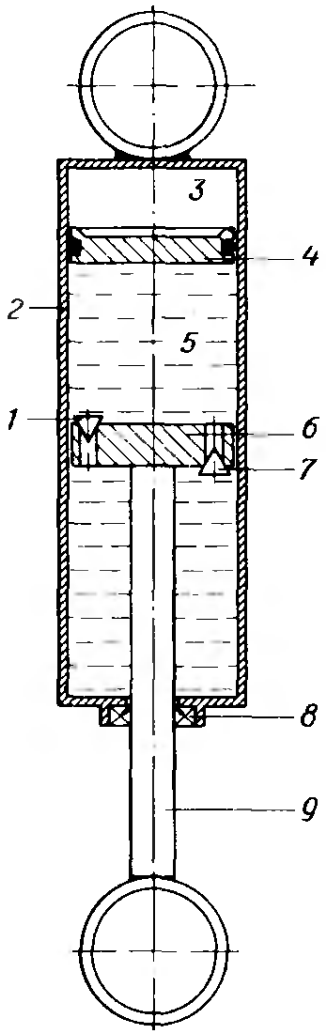
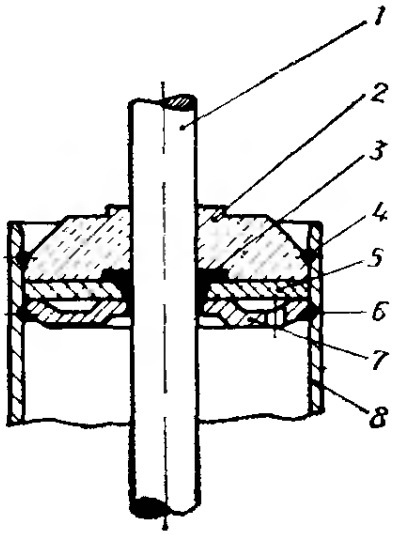


Рис. 1.27. Схематическое изображение газонаполненного однотрубного амортизатора с разделительным поршнем, разработанного французом де Карбоном

←

Рис. 1.28. Уплотнительный комплект, применяемый фирмой «Бильштайн», с наружным расположением направляющей *2* штока, которая изготовляется из алюминиевого деформируемого сплава (например AlMgSiF28) и имеет отверстие с твердым покрытием кобальтом. Шток *1* имеет диаметр $10{,}5_{-0{,}02}$, а отверстие — $10{,}5^{+0{,}07}_{+0{,}05}$, что примерно соответствует сопряжению *D7/d7* по ИСО с зазором 0,05—0,09 мм



с которым контактирует опорный диск *7*. Фланец собственно сальника *3* расположен в выемке направляющей *2*, а шейка его — в пербунановом диске *5*. Внутреннее давление около 2,8 МПа (при комнатной температуре) обеспечивает дополнительное прижатие шейки уплотнения к штоку *1*. Чем больше нагревается жидкость при работе, тем больше возрастает внутреннее давление (см. рис. 1.52) и тем сильнее прижимается уплотнение. Герметичность однотрубного газонаполненного амортизатора зависит не только от уплотнения, которое должно быть изготовлено с особой точностью, но и пожалуй, даже в большей мере — от состояния поверхности штока. В амортизаторах фирмы «Бильштайн» для легковых и легких грузовых автомобилей шток имеет диаметр 10,5 мм и изготовлен из улучшаемой стали *Ck45N* с содержанием углерода по верхнему пределу. Буква *N* в конце обозначения материала означает «нормализованная». Такая термообработка нужна для получения большого удлинения материала, хотя показатели прочности при этом ниже, чем после «улучшения» (обозначаемого буквой *V*): $\sigma_в = 590 \div 740$ МПа; $\sigma_s \geqslant 335$ МПа и $\delta_5 \geqslant 17$ %.

За счет индукционной закалки обеспечивается поверхностная твердость HRC 58^{+2}, после чего поверхность шлифуется для получения высоты микронеровностей $Rt = 0{,}8 \div 1$ мкм. Наносимый

затем слой твердого хрома толщиной не менее 20 мкм позволяет повысить поверхностную твердость до HRC (70 ± 2), а последующая обработка суперфинишированием — уменьшить высоту микронеровностей до $Rt = 0{,}2$ мкм для обеспечения герметичности.

1.3.2. Преимущества и недостатки

Однотрубные амортизаторы с газовым подпором жидкого столба (называемые обычно «однотрубные газонаполненные») * имеют следующие преимущества:

хорошее охлаждение непосредственно обдуваемого цилиндра *2* (см. рис. 1.27);

при том же диаметре внешней трубы *2* возможен больший диаметр поршня (например, 36 мм вместо 27 мм, см. табл. 1.1), благодаря чему снижается внутреннее давление (рис. 1.29);

расположенный на поршне *6* и нагружаемый полным сечением жидкостного столба клапан сжатия *7*;

отсутствие вспенивания жидкости из-за наличия внутреннего давления, что обеспечивает надежное демпфирование даже небольших высокочастотных колебаний;

---

* Это давление, составляющее обычно 2—3 МПа, является высокнм, однако термин «амортизаторы высокого давления» обычно ие применяется в отличие от появившегося в более позднее время термина «амортизаторы иизкого давления» 0,5—1,0 МПа). — *Прим. ред.*

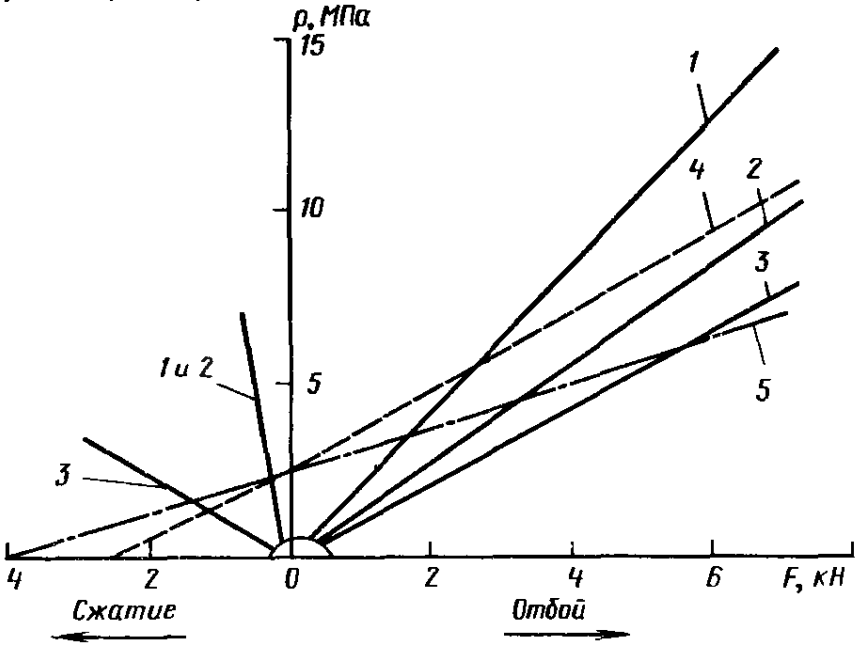


Рис. 1.29. Внутреннее давление в рабочей полости амортизатора p при сжатии и отбое в зависимости от усилия сопротивления F, рассчитанное для различных систем демпфирования и диаметров поршня:

1 — двухтрубный, без подпора, поршень ⌀ 27 мм; *2* — двухтрубный, без подпора, поршень ⌀ 32 мм; *3* — однотрубный, без подпора, поршень ⌀ 36 мм; *4* — однотрубный, газонаполненный, поршень ⌀ 36 мм; *5* — однотрубный, газонаполненный, поршень ⌀ 46 мм. В однотрубном амортизаторе без газового подпора, с диаметром поршня 36 мм, изготовленном фирмой «Аленкан» (Франция), сопротивление при сжатии осуществляется в основном расположенным на поршне клапаном (см. рис. 4.8), чем и объясняется меньший наклон линии *3* на графике слева. В обоих двухтрубных амортизаторах режим сжатия управляется почти исключительно штоком ⌀ 11 мм (чем объясняется большой наклон прямых *1* и *2*); здесь возможно также дополнительное сопротивление перепускного клапана на поршие (см. рис. 1.79). Ив-за иалнчня подпора не менее 2,5 МПа в газонаполненных амортизаторах линии *4* и *5* пересекают иулевую линию при этом аначении

уменьшение склонности к смещению относительно дороги ведущих колес при зависимой подвеске;

при наличии разделительного поршня возможность установки амортизатора в любом положении.

Недостатками являются бóльшая стоимость, обусловленная более высокой точностью изготовления, и необходимостью герметизации газонаполненного амортизатора большее требуемое пространство по длине. Дополнительно необходимо учитывать наличие выталкивающей силы на штоке, обусловленной внутренним давлением, которая при + 20 °С равна 190—250 Н, а при нагреве дополнительно увеличивается (см. рис. 1.52). При мягкой подвеске и опоре амортизатора вблизи колеса кузов приподнимается на велнчину до 20 мм. Последствиями замены на автомобиле двухтрубных амортизаторов газонаполненными будут уменьшение хода отбоя подвесок и увеличение высоты центра масс кузова. Если же последние увеличиваются серийно, то изменение ходов подвесок предотвращается уменьшением высоты пружин.

1.3.3. Система «де Карбон»

По схематическому изображению на рис. 1.27 можно легко объяснить конструкцию амортизатора с разделительным поршнем *4*, которая появилась раньше других и была разработана де Карбоном. Вверху расположена компенсационная камера *3*, которая, как и в двухтрубных амортизаторах, должна воспринимать расширение жидкости при нагреве, а также объем, вытесняемый штоком. Газ и жидкость разделены поршнем *4*, который ограничивает рабочую полость *5*. На поршне *6*, закрепленном на штоке *9*, установлены клапаны *1* и *7*. Шток может быть направлен вниз, как показано, или вверх, как можно видеть на рис. 1.30: благодаря разделительному поршню *4* возможно любое положение. Если к кузову или раме крепится цилиндр амортизатора, то он относится к подрессоренным частям, а к неподрессоренным массам будет отнесена лишь масса легкого штока; по этой причине монтажное положение, показанное на рис. 1.27, является предпочтительным.

При ходе отбоя колеса жидкость устремляется через клапан отбоя *1* из нижней части рабочей полости в верхнюю *5* (см. рис. 1.81). Давление газа в камере *3* заставляет разделительный поршень *4* переместиться вниз, чтобы компенсировать уменьшение объема вследствие выдвигания штока. Когда колесо совершает ход сжатия, то вступает в действие клапан сжатия *7* (см. рис. 1.82), одновременно разделительный поршень *4* перемещается вверх из-за дополнительного объема штока. В сопротивлении хода сжатия участвует вся площадь поршня, вследствие чего это сопротивление осуществляется значительно интенсивнее, чем в двухтрубном амортизаторе, и можно лучше предотвратить подскакивание ведущих колес при зависимой подвеске. Разрыв



Рис. 1.30. Однотрубный газонаполненный амортизатор с разделительным поршнем, выпускаемый в ФРГ фирмой «Бильштайн» с 1953 г., фирмой «Фихтель и Закс» с 1971 г. и фирмой «Боге» с 1972 г.:

1 — уплотнение; *2* — шток; *3* — поршень с клапанами; *4* — разделительный поршень; *5* — газ

сплошности жидкости при сжатии может произойти только в том случае, если усилие при сжатии превышает усилие, создаваемое давлением газа; при диаметре поршня 36 мм для этого требуется усилие 2,8 кН, при диаметре 46 мм — 4,6 кН.

На рис. 1.30 показан амортизатор, вначале освоенный фирмой «Бильштайн», а позже также фирмами «Фихтель и Закс» и «Боге». Хорошо виден показанный отдельно на рис. 1.28 уплотнительный комплект с направляющей штока, расположенной выше уплотнения, а потому и недостаточно смазываемой. Сложная форма разделительного поршня объясняется стремлением к сокращению длины амортизатора: в центральное углубление поршня при полном ходе сжатия входит гайка штока. При имеющих место небольших перемещениях кольцо круглого сечения, уплотняющее разделительный поршень относительно стенки цилиндра, перекатывается в канавке.

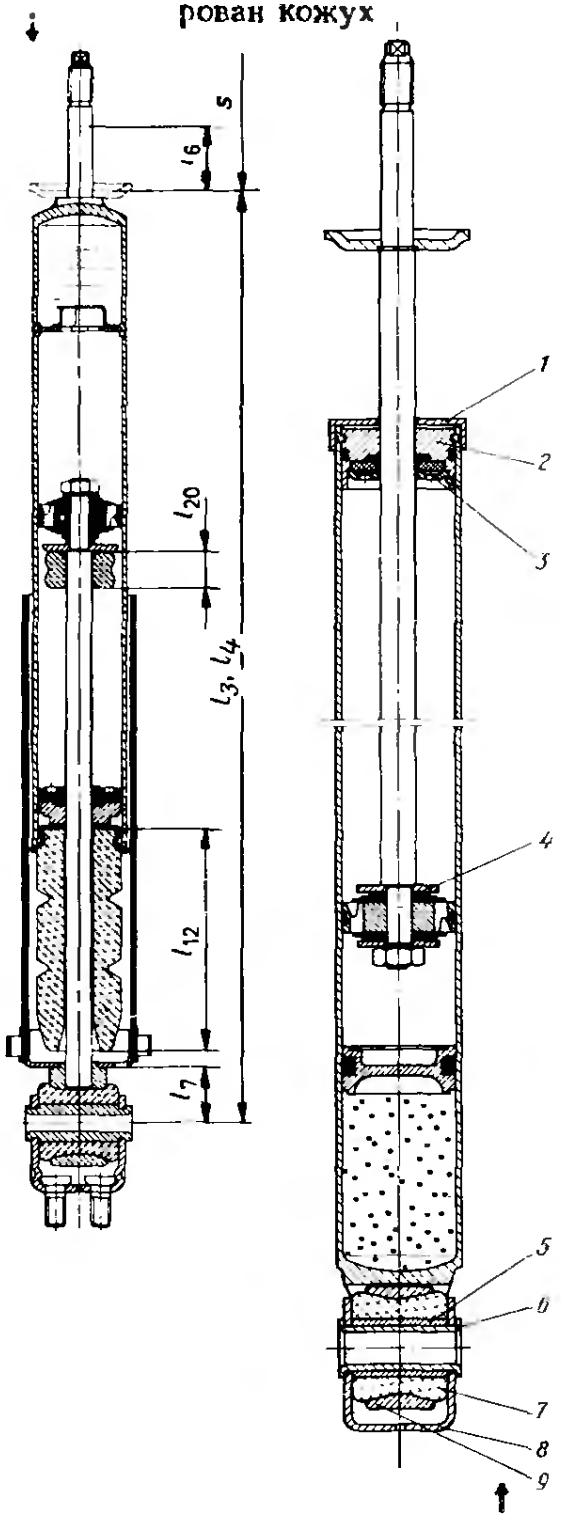
1.3.4. Амортизатор фирмы «Фихтель и Закс»

Разделительный поршень, показанный на рис. 1.27 и 1.30, обеспечивает установку амортизатора в любом положении, но на работу газонаполненного амортизатора не оказывает влияния. Вспенивание жидкости можно предотвратить и другими мерами. Фирма «Фихтель и Закс» в своем однотрубном амортизаторе «Саксилент» (рис. 1.31), выпущенном в 1969 г., предусматривает отражатель *3*, который задерживает и отклоняет струи жидкости, направленные от поршня *5* вверх на стенки цилиндра. Такое действие препятствует смешиванию газа, находящегося в полости *2*, с жидкостью, заполняющей рабочую полость *4*. Уровень жидкости должен всегда быть выше



Рис. 1.31. Однотрубный амортизатор с отражателем, разработанный фирмой «Фихтель и Закс» в 60-е годы. Штырь для верхнего крепления приваривается встык к цилиндру или получается высадкой. После удаления стопорного кольца под направляющей штока возможна разборка амортизатора

Рис. 1.32. Амортизатор с отражателем в том виде, как он устанавливался на автомобили «Даймлер-Бенц» моделей до 198[illegible] г., с поперечиной передней подвески, между брызговиком крыла и нижним рычагом. Болты в нижней части служат для крепления. Хорошо видны буфер отбоя под поршнем и дополнительный упругий элемент, закрепленный в цилиндре и упирающийся в тарелку, на которой смонтирован кожух



отражателя; по этой причине такая конструкция примерно на 5 мм длиннее, чем конструкция с разделительным поршнем. Шток *6* может быть направлен только вниз, а отклонение от вертикали не должно превышать $\xi_D = 15°$ (см. рис. 1.7). На рис. 1.31 хорошо видна направляющая *7* с уплотнением и тефлоновой втулкой, которая служит для уменьшения трения при перемещениях штока. Для обеспечения безусловной герметичности цилиндр изготовляется методом холодного выдавливания, нередко одновременно с этим высаживается и штырь крепления *1*. Нижняя проушина *8* либо приваривается встык к штоку *6*, либо привертывается.

На рис. 1.32 показана конструкция, разработанная для передней подвески автомобилей «Даймлер-Бенц». Она отличается буфером отбоя под поршнем и относительно высоким дополнительным упругим элементом. При вдвигании штока этот элемент упирается в нижнюю чашку, на которой хомутом закреплен резиновый защитный кожух (см. также рис. 1.148 и 1.151).

В дополнение к амортизаторам с отражателем фирма «Фихтель и Закс» создала в 1971 г. конструкцию с разделительным поршнем, которая показана на рис. 1.33 в том исполнении, как она поставляется для автомобилей «Даймлер-Бенц» моделей 200*D* по 500*SE* (*W*123 и *W*126). В целях унификации можно было бы прекратить выпуск амортизатора с отражателем.

Рис. 1.33. Передний амортизатор автомобилей «Даймлер-Бенц» моделей 200D по 500SE (W123 и W126), выпускаемый фирмой «Фихтель и Закс»

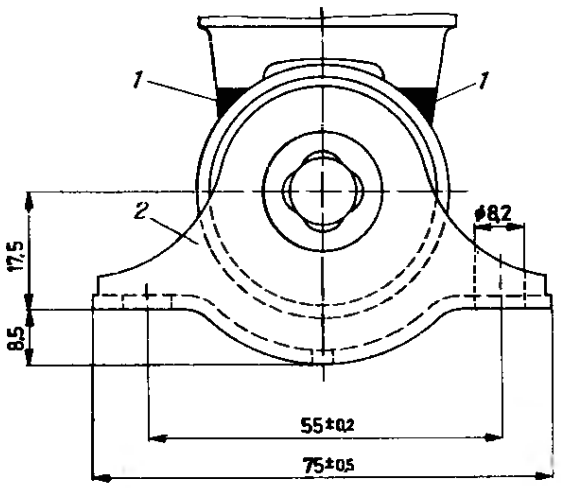


Рис. 1.34. U-образный кронштейн, с помощью которого амортизатор посредством двух болтов крепится к нижнему поперечному рычагу (иллюстрация фирмы «Фихтель и Закс»)

В отличие от амортизатора, показанного на рис. 1.30, амортизатор фирмы «Фихтель и Закс» закрывается обжимкой в шести местах, т. е. является неразборным. При этом отпадает надобность в канавках под оба пружинных стопорных кольца, в результате чего толщину стенки цилиндра можно уменьшить на 15 % в сравнении с амортизатором на рис. 1.32. Удлиненная направляющая *2* при сборке точно выставляется, что приводит к уменьшению трения. Буфер отбоя отсутствует, при ходе отбоя колеса шайба *4* упирается в опорный диск *3* уплотнительного комплекта; большой ход подвески, эффективное сопротивление отбоя и наличие эластичных деталей в подвеске предотвращают ощутимый жесткий упор. Дополнительный упругий элемент (показанный на рис. 1.151) упирается в крышку *1*. Нижняя проушина *9* в двух местах (поз. *1*, рис. 1.34) приварена к цилиндру, полученному холодным выдавливанием. Полая заклепка *6* соединяет распорную втулку *5*, заключенную в резиновую втулку *7*, с U-образным кроштейном *8* (см. поз. *2* на рис. 1.34). Последний — как видно на рис. 1.45 — двумя болтами крепится сверху на поперечном рычаге передней подвески. Этот рычаг под действием больших сил, возникающих при работе и в конце хода сжатия, испытывает только напряжения изгиба; любое боковое крепление к рычагу привело бы к дополнительному «скручиванию», которое надо было бы воспринимать продольной растяжкой и ее эластичной опорой.

1.3.5. Амортизатор с успокоительным поршнем фирмы «Боге»

В отличие от фирмы «Фихтель и Закс», фирма «Боге» предусмотрела в газонаполненном амортизаторе *GS-B* (рис. 1.35), выпущенном в 1972 г., успокоительный поршень *7* для предотвращения смешивания газа и жидкости. Этот поршень не имеет уплотнения относительно стенки цилиндра *4*, так что зазор *3* в этом месте позволяет газу, попавшему при транспортировании в рабочую полость *A*, самостоятельно вернуться обратно в компенсационную полость *C*. Нижним органичителем для успокоительного поршня *7* являются внутренние упоры *1*, выдавленные в цилиндре, а верхним — толкатель *5*. Этот толкатель имеет внизу два отверстия: одно продольное, а второе (поз. *6*) — поперечное, перекрываемое кольцом *2*. Если амортизатор перевернуть (рис. 1.36),

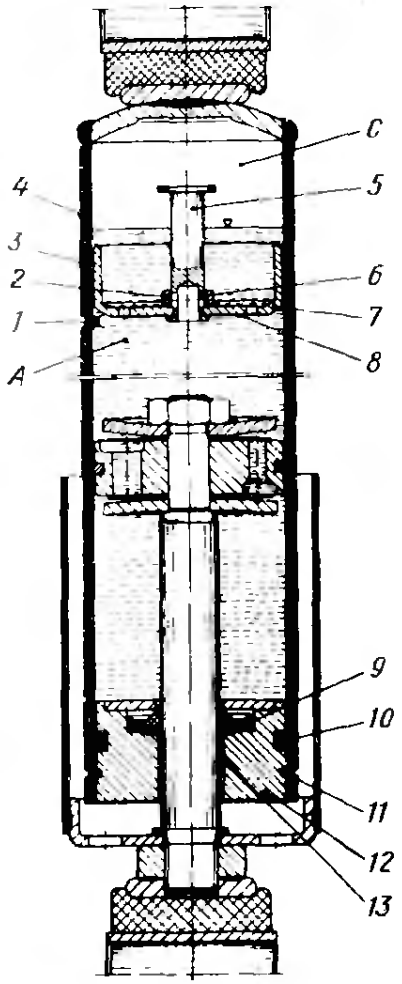


Рис. 1.35. Газонаполненный амортизатор GS-B фирмы «Боге» с успокоительным поршнем. Направляющая *12* штока с помощью выдавок неразъемно соединена с цилиндром *4*, т. е. разборка амортизатора невозможна

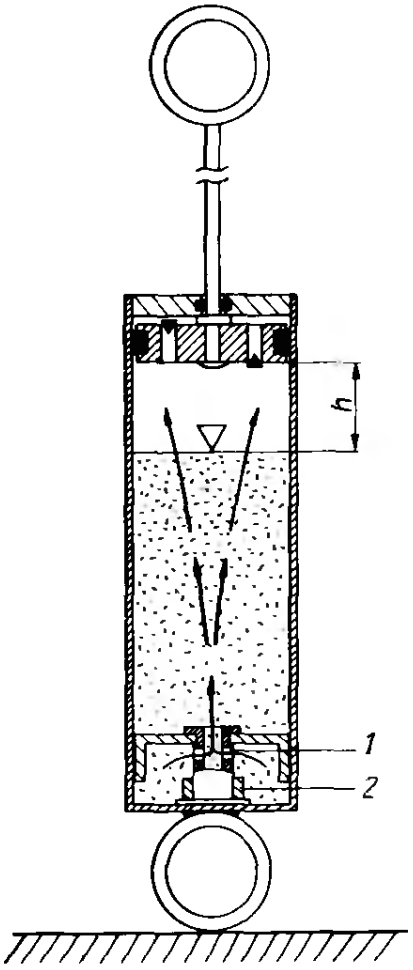


Рис. 1.36. На перевернутом газонаполненном амортизаторе GS-B фирмы «Боге» кольцо *2* открывает отверстие *1*, и успокоительный поршень опускается вниз. Высота *h* столба поднявшегося вверх газа может быть определена с помощью поршня. Такой же метод проверки может быть применен и для амортизатора, показанного на рис. 1.31. На амортизаторе рис. 1.32 этому помешал бы высокий дополнительный упругий элемент

это кольцо *2* спадает вниз и открывает отверстие *1*. Газ устремляется вверх, а успокоительный поршень опускается вниз. Высота *h* пространства под поршнем, заполненного теперь газом, может быть определена при вдвигании полностью выдвинутого штока: при встрече со столбом жидкости он испытывает сопротивление. Это простой метод проверки, который позволяет на снятом амортизаторе по высоте газового столба сделать заключение о фактическом объеме жидкости в амортизаторе. Этот способ применим и для конструкции, показанной на рис. 1.31.

Важное для работы амортизатора уплотнение *9* установлено в направляющей *12* штока, которая удерживается в цилиндре *4* с помощью выдавок *11* и уплотнена там посредством кольца *10* круглого сечения. Для снижения трения между штоком и направляющей служит тефлоновая втулка *13*. На стоящем автомобиле, а также при небольших ходах колеса успокоительный поршень *7* лежит на упорах *1*. При движении автомобиля он занимает поло-

жение динамического равновесия выше этих упоров. Это обеспечивается клапанным диском *8*, расположенным на поршне снизу и закрывающим отверстия в донышке.

Амортизатор *GS-B* фирмы «Боге» на 2 мм длиннее конструкций с разделительным поршнем и дороже в производстве. Шток может быть направлен только вниз; допустимое отклонение от вертикали составляет, как и для двухтрубных амортизаторов, $\xi_D = 45°$ (см. рис. 1.7). Размеры различных однотрубных амортизаторов фирм «Бильштайн», «Боге» и «Фихтель и Закс» приведены в табл. 1.1.

1.3.6. Амортизатор фирмы «Бильштайн» с отдельной компенсационной полостью

Точно так же, как в гидропневматических подвесках и устройствах для регулирования уровня, в однотрубных амортизаторах можно отделить камеру давления, служащую в качестве компенсационной полости, от собственно амортизатора. На рис. 1.37 показан так называемый рюкзачный амортизатор фирмы «Бильштайн» в монтажном положении. На рис. 1.38 показано в разрезе исполнение такого амортизатора, применяемое на мотоциклах; при недостатке места и в особых случаях можно устанавливать такой амортизатор и на легковом автомобиле. Шток, поршень и уплотнительный комплект по конструкции и размерам соответствуют серийному амортизатору с диаметром поршня 36 мм (см. рис. 1.30), однако над направляющей штока имеется еще крышка с пластмассовой вставкой. Обе эти детали должны предотвращать повреждение буфера сжатия при больших усилиях и проникновение загрязнений к штоку, что могло бы привести к потере герметичности. Расположенный над поршнем буфер отбоя упирается в шайбу, защищающую уплотнительный комплект (дальнейшие подробности относительно этого см. в п. 1.13.3). Как показывают проставленные размеры, «рюкзачный» амортизатор очень компактен по длине: несмотря на наличие двух встроенных буферов конструктивная длина $L_{пост}$ составляет всего 100 мм. Показанный мотоциклетный вариант с нижней проушиной

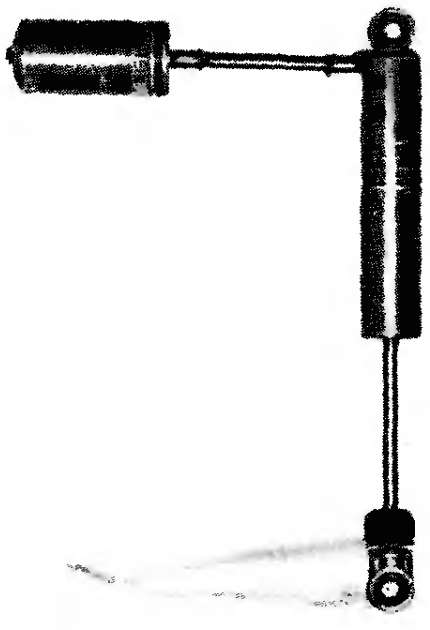


Рис. 1.37. «Рюкзачный» амортизатор фирмы «Бильштайн» в монтажном положении. К неподрессоренным частям отиосятся только шток, проушина и буфер сжатия. Монтируемая отдельно компенсационная камера соединена с самим амортизатором шлангом высокого давления

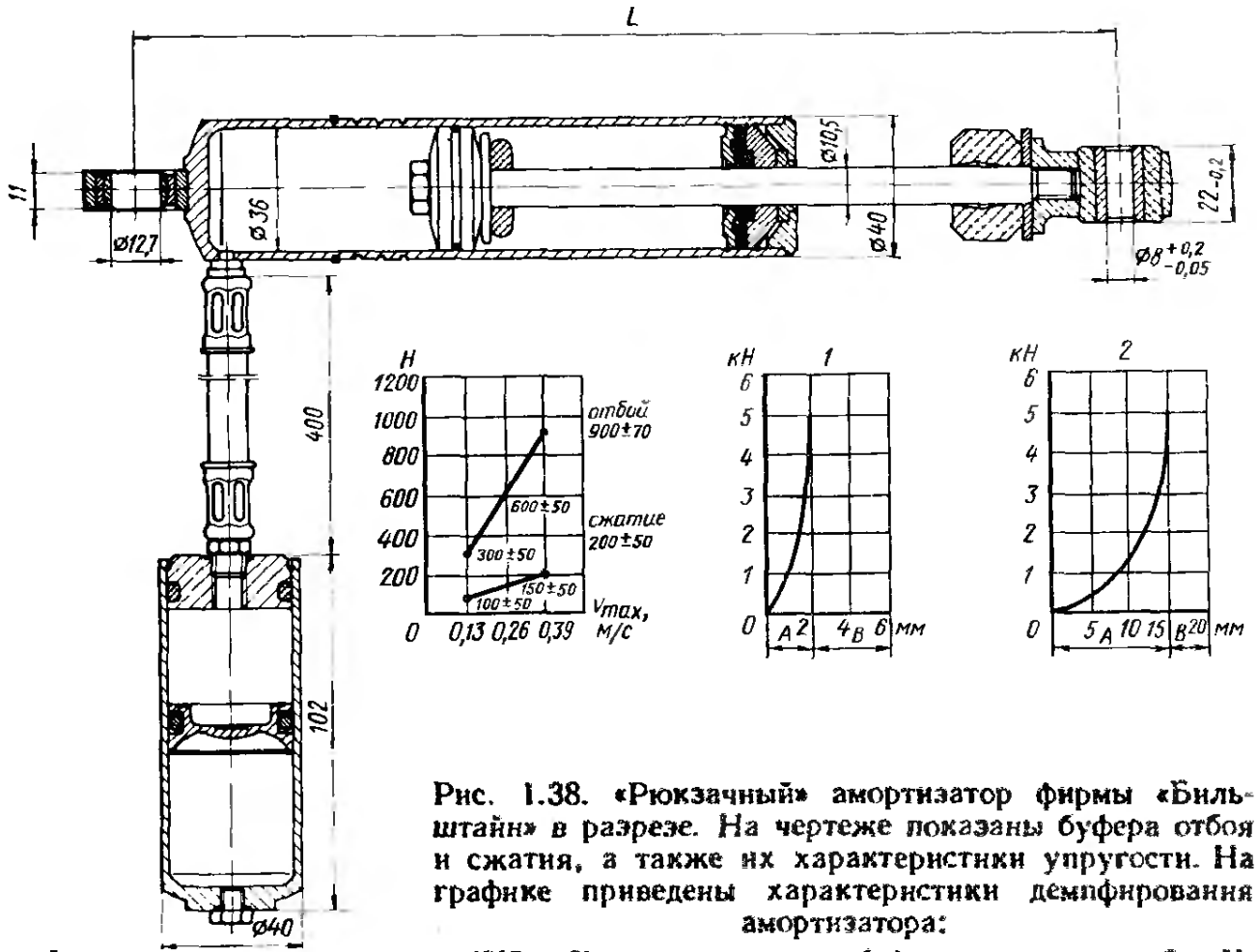


Рис. 1.38. «Рюкзачный» амортизатор фирмы «Бильштайн» в разрезе. На чертеже показаны буфера отбоя и сжатия, а также их характеристики упругости. На графике приведены характеристики демпфирования амортизатора:

L **— длина амортизатора, мм: (227 ± 2) — шток вдвинут, буфер сжат усилием 5 кН, (242 ± 2) — шток вдвинут до касания буфера, (352 ± 2) — шток выдвинут до касания буфера, (354 ± 2) — шток выдвинут, буфер сжат усилием 5 кН;**
1 **— буфер отбоя; *2* — буфер сжатия; *A* — упругое перемещение; *B* — длина в сжатом состоянии**

и верхней сферической втулкой имеет (как показывают размеры) максимальный ход 127 мм. Возможно изготовление амортизаторов с большими ходами при сохранении той же конструктивной длины.

В компенсационной полости, соединенной с амортизатором шлангом высокого давления длиной 400 мм, расположен разделительный поршень. Герметизация газовой полости осуществляется посредством уплотнительного кольца круглого сечения на этом поршне; крышка и здесь опирается на проволочное стопорное кольцо. Снаружи газовая полость закрывается болтом с шестигранной головкой.

1.3.7. Амортизатор со сдвоенным поршнем фирмы «Монро»

В 1982 г. фирма «Монро» выпустила так называемый амортизатор со сдвойным поршнем (рис. 1.39). Три клапана этого амортизатора, показанные на рис. 1.85 и 1.86, позволяют получать различные постоянные дроссели на отбое и сжатии и, кроме того, дают возможность устанавливать любую желаемую характеристику сопротивления. Направляющая *1* штока (рис. 1.40), изготовленная из металлокерамики на основе железа, имеет пропитку

Рис. 1.39. Амортизатор с двойным поршнем фирмы «Монро», допускающий установку в любом положении, с монтажными проушинами с обеих сторон (тип 2 по рис. 1.120)



отверстия специальным маслом для улучшения антифрикционных свойств. В выемке направляющей установлен рассчитанный на высокие давления сальник *2* из фитона. Резиновый диск *3* прижимает сальник *2* к штоку. Сборка амортизатора осуществляется, как указано в описании к рис. 1.28. Со стороны рабочей полости описываемый узел закрывается опорным диском *4*.

Показанная на рис. 1.39 внизу колпачковая манжета разделяет газ и жидкость, при температуре +20 °С она нагружена давлением 2,5 МПа и осуществляет функции разделительного поршня. Эта манжета состоит из стальной арматуры уголкового сечения, слой обрезинивания которой образует сверху и снизу уплотнительные пояски, а по центру — эластичное донышко (рис. 1.41). При больших ходах манжета скользит в цилиндре (точно так же, как показанный на рис. 1.27 разделительный поршень *1*), при малых же ходах работает только донышко манжеты, действующее как мембрана. Если шток несколько выдвигается, донышко прогибается вверх (рис. 1.42), когда шток вдвигается, донышко прогибается вниз.

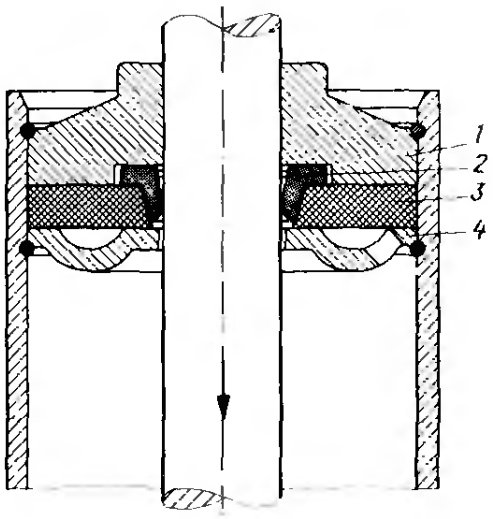


Рис. 1.40. Уплотнительный комплект направляющей газонаполненного амортизатора фирмы «Монро»

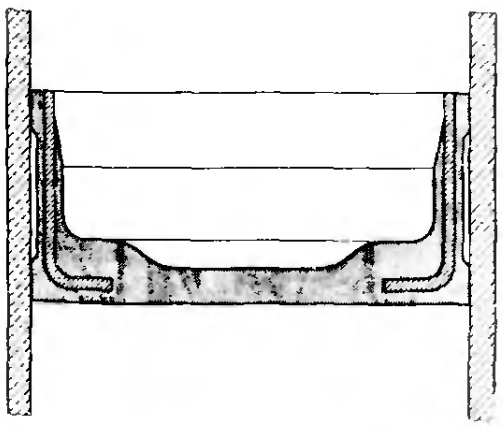


Рис. 1.41. В газонаполненном амортизаторе фирмы «Монро» разделительным поршнем служит колпачковая манжета со стальным каркасом

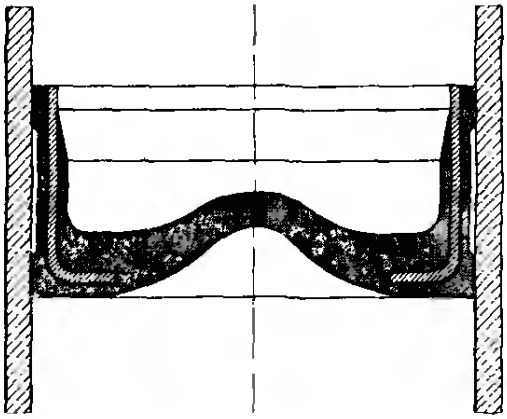


Рис. 1.42. Если колесо совершает небольшой ход отбоя и поршень со штоком перемещаются при этом от своего положения немного вверх, то эластичная центральная часть колпачковой манжеты прогибается, без скольжения манжеты по цилиндру

1.4. УСИЛИЯ СОПРОТИВЛЕНИЯ

1.4.1. Расчет демпфирования кузова и колеса (рис. 1.43)

Характеристики амортизатора являются одним из факторов, влияющих на колебательные свойства автомобиля. При этом основное значение имеет приведенная к точке контакта колеса развиваемая амортизатором сила F_2, отнесенная к определенной скорости поршня v_2 и определяющая коэффициент сопротивления, Н·(с/м) = кг/с

$$k_{II} = \frac{F_2}{v_2}. \qquad (1.1)$$

Демпфирование кузова * D_2 рассчитывается по k_{II}, жесткости подвески c_2 и части m_2 подрессоренной массы, приходящейся на колесо:

$$D_2 = \frac{k_{II}}{2\sqrt{c_2 m_2}}. \qquad (1.2)$$

Демпфирование колеса * D_1 также определяется с помощью k_{II}, однако с использованием половины неподрессоренной массы m_1, жесткости c_2 подвески и динамической жесткости шины c_1'' ($c_1'' = k_F k_A c_1$, см. п. 5.5.1):

$$D_1 = \frac{k_{II}}{2\sqrt{(c_1 + c_2)\, m_1}}. \qquad (1.3)$$

В формулы для определения D_2 и D_1 должно войти еще трение F_{r2}, рассматриваемое ниже, с чем будет связано появление коэффициента k_1 вместо k_{II} (см. уравнения (1.23) и (1.26)). Демпфирование — величина безразмерная, поэтому в качестве единицы должен быть взят метр, следовательно, уравнение размерности (в системе СИ) выглядит следующим образом:

$$\frac{\text{Н·с/м}}{\sqrt{\text{Н·кг/м}}} = \frac{\text{кг/с}}{\sqrt{\text{кг·м·кг/(с}^2\text{·м)}}}.$$

* В отечественной литературе для рассматриваемой физической величины приняты термины «коэффициент затухания колебаний» или «коэффициент апериодичности колебаний», которые обозначаются ψ. — *Прим. ред.*

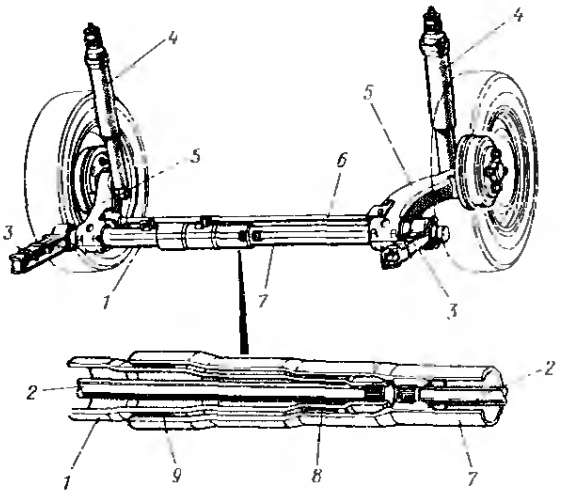


Рис. 1.43. Задняя подвеска автомобиля «Рено-9» выпуска 1981 г. Продольные рычаги *5*, изготовленные из чугуна, неподвижно соединены с трубами *1* и *7*. В середине эти трубы соединяются с торсионами *2*. Взаимная опора двух труб осуществляется посредством опор *9* и *8*, эластичных в окружном направлении. Это создает большую опорную базу, которая предотвращает изменение развала и схода при действии боковых и тормозных сил. Для крепления всего агрегата служат кронштейны *3*. В этих кронштейнах закреплены неподвижно наружные концы обоих торсионов *2* и устроены поворотные опоры для направляющих труб *1* и *7*. Таким образом, кронштейны *3* передают на кузов вертикальные силы и суммарный упругий момент. Стабилизатор *6* через два U-образных наконечника привернут к обоим продольным рычагам. Дополнительное стабилизирующее действие оказывают две резиновые опоры *9* и *8*, соединяющие трубы *1* и *7*. Амортизаторы *4*, сдвинутые вперед для лучшего размещения, имеют встроенные буфера сжатия и отбоя (см. рис. 1.39). Кинематическое передаточное отношение, описанное в разделе 1.4.1, составляет здесь $i_x = 1{,}24$, что равнозначно уменьшению скорости поршня, и увеличению усилий на амортизаторах

Коэффициент сопротивления относится к точке контакта колеса, сам же амортизатор в независимых подвесках расположен обычно ближе к оси качания рычага и должен, следовательно, при меньших скоростях v_D развивать бо́льшие усилия F_D. Поэтому в расчет нужно ввести еще кинематическое передаточное отношение (рис. 1.44)

$$i_x = \frac{b}{a \cos \xi_D}. \qquad (1.4)$$

Если в подвеске на двойных поперечных рычагах амортизаторы опираются на верхние рычаги (см. рис. 2.18), то в расчет i_x входит кроме длины рычага b еще расстояние a до внутренней точки качания C, а также угол отклонения ξ_D от перпендикуляра к опорной поверхности. Если амортизаторы опираются на нижние рычаги, то в расчет входит длина рычага BD (рис. 1.45).

При подвеске на продольных или косых рычагах отрезок b в формуле представляет собой расстояние от оси качания рычага до центра колеса (см. п. 3.10.2 [8]). На рис. 2.6 можно видеть благоприятное расположение амортизатора по центру колеса (т. е. $i_x = 1$). В подвеске «Макферсон» необходимо учесть угол поперечного наклона оси поворота δ_0:

$$i_x = 1/\cos \delta_0, \qquad (1.5)$$

или, если нижний направляющий шарнир смещен наружу, угол $\delta_0 - \alpha$ (рис. 1.46):

$$i_x = 1/\cos (\delta_0 - \alpha). \qquad (1.6)$$

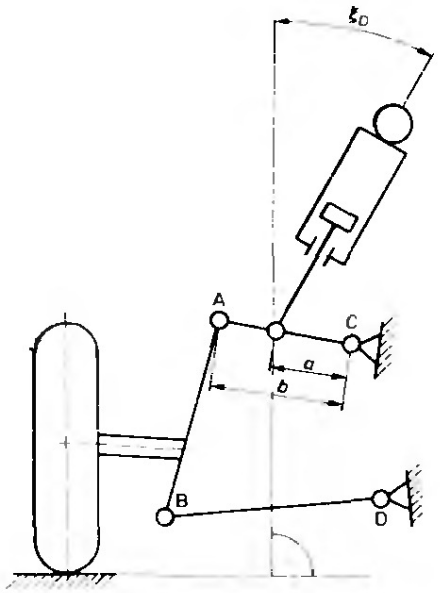


Рис. 1.44. Усилия сопротивления, приведенные к точке контакта колеса, зависят не только от регулировки амортизатора, но и от передаточного числа $i_x = b/(a \cos \xi_D)$, что показано здесь на примере подвески на двойных поперечных рычагах

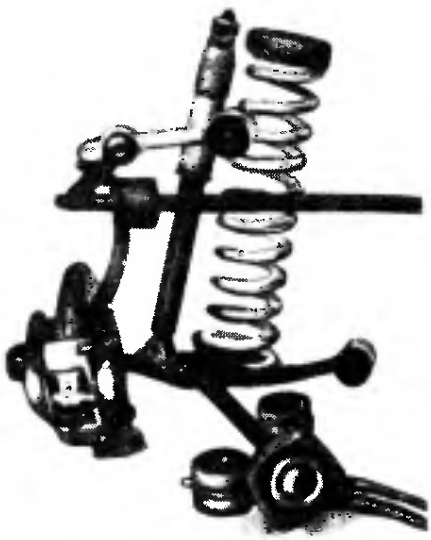


Рис. 1.45. Левая сторона передней подвески автомобилей «Даймлер-Бенц» новой серии «*S*» выпуска 1979 г. Амортизатор, имеющий встроенный буфер отбоя и вверху дополнительный упругий элемент с прикрепленным к нему кожухом, опирается на нижний рычаг довольно близко к колесу, что благоприятно, при этом $i_x \approx 1{,}3$

Если вертикально установленные амортизаторы крепятся к балке зависимой подвески (см. рис. 1.10), то при равностороннем ходе подвески получается $i_x = 1$. При наклонном расположении амортизаторов i_x неблагоприятным образом увеличивается (см. рис. 1.8):

$$i_x = 1/\cos \xi_D. \tag{1.7}$$

Вследствие того, что показанное на этом рисунке расстояние между амортизаторами b_D меньше, чем колея колес b_h, передаточное отношение i_w при разноименном ходе подвески получается больше, что приводит к ослаблению демпфирования поперечных колебаний кузова и демпфирования моста при движении по неровной дороге на повороте

$$i_w = \frac{b_h}{b_D \cos \xi_D}. \tag{1.8}$$

Амортизаторы могут крепиться как к балке подвески, так и к нижним продольным рычагам (рис. 1.47). В последнем случае в расчет входят отрезки a и b, а при наклоне на виде сбоку — еще угол o_D с перпендикуляром к плоскости дороги

$$i_x = b/(a \cos o_D) \tag{1.9}$$

и

$$i_w = i_x b_h / b_D. \tag{1.10}$$

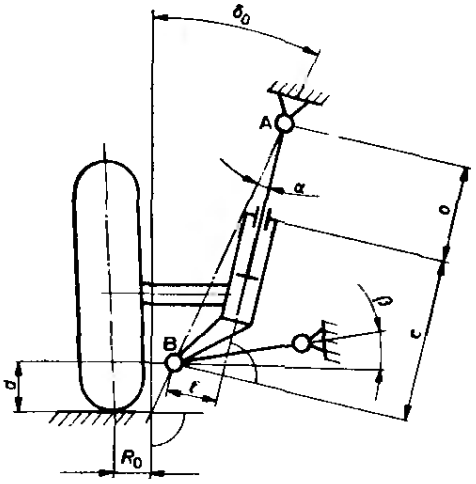


Рис. 1.46. Нижний шаровой шарнир B, смещенный к колесу для уменьшения плеча обкатки R_0, обусловливает появление угла α между осью амортизатора и осью поворота. Этот угол входит в расчет передаточного отношения подвески с направляющими пружинными стойками

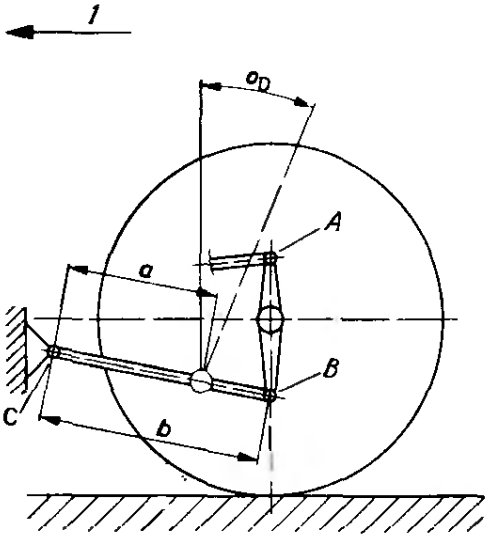


Рис. 1.47. Если в зависимой подвеске направляющими элементами являются две пары рычагов и амортизаторы опираются на нижние рычаги (возможно под углом o_D к вертикали), то в расчет амортизатора входит передаточное отношение $i_x = b/(a \cos o_D)$:

1 — направление движения

Уравнения с (1.7) по (1.10) не применимы для подвески с дышлом (описание см. в книге [8], п. 3.2); здесь имеют место другие взаимозависимости, они описаны в указанном тексте. Передаточные отношения других подвесок приведены в книге [9].

После определения передаточного отношения i_x, с использованием индекса 2 для колеса и индекса D для амортизатора, получаются следующие соотношения:

$$\text{сила, Н, } F_2 = F_D/i_x, \tag{1.11}$$

$$\text{скорость, м/с } v_2 = v_D i_x \tag{1.12}$$

и коэффициент сопротивления, относящийся к отдельной диаграмме

$$k_{II} = F_2/v_2 = F_D/(i_x v_D i_x); \quad k_{II} = F_D/(v_D i_x^2). \tag{1.13}$$

Чтобы получить результаты, близкие к действительности, нужно ввести в расчет еще силу трения F_{r2}, имеющуюся в опорах рычагов и описанную подробнее в п. 1.5. Тогда коэффициент сопротивления, обозначаемый уже k_I, будет:

$$k_I = F_D/(v_D i_x^2) + F_{r2}/(2v_2) = \frac{F_D + (F_{r2} i_x^2/2)^*}{v_D i_x^2}. \tag{1.14}$$

---

* При принятых в книге обозначениях получается

$$k_I = \frac{F_D}{v_D i_x^2} + \frac{F_{r2}}{v_2} = \frac{F_D + F_{r2} i_x}{v_D i_x^2}. —$$

— Прим. перев.

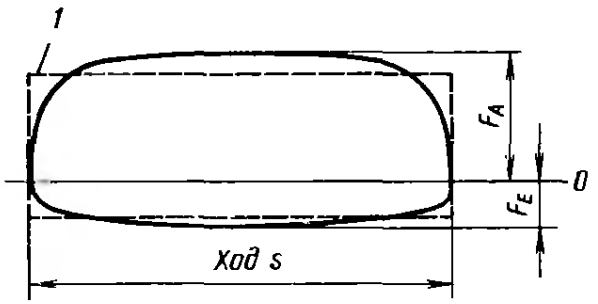


Рис. 1.48. В расчет демпфирования колеса D_1 и демпфирования кузова D_2 (или коэффициентов сопротивления k_I и k_{II}) входят, в целях упрощения, максимальная скорость поршня $v_{D\max}$, а также максимальные усилия отбоя F_A и сжатия F_E. Последние легко измеряются по представленной диаграмме. Форма же диаграммы остается при этом неучтеиной. Правильнее было бы (но это связано с большими затратами) планиметрировать площадь диаграммы и сопоставлять в расчете среднее усилие сопротивления и среднюю скорость поршня $v_m = v_{D\max}/1{,}62$:

1 — среднее усилие сопротивления

Сила F_r относится к точке контакта колеса (поэтому индекс 2 при F_r и v) и обычно задается в виде суммарного значения, например, $F_r = 200$ Н, тогда значение, идущее в расчет:

$$F_{r2} = F_r/2 = \pm 100 \text{ Н}.$$

Известной является скорость поршня v_D, которая определяется частотой колебаний на стенде n_D (мин$^{-1}$) и испытательным ходом s (м). При этом можно рассматривать максимальную скорость $v_{D\,\max}$ или же среднюю скорость $v_{D\,\text{ср}}$; простоты ради берется скорость $v_{D\,\max}$ и соответствующие ей максимальные усилия сопротивления, которые легко замерить по рабочей диаграмме амортизатора, рис. 1.48. Сила F_D (Н), входящая в расчет k_I и k_{II}, получается тогда из усилия отбоя F_A, развиваемого амортизатором при ходе отбоя подвески, и возникающего при ходе сжатия усилия сжатия F_E. Среднее арифметическое из этих двух значений достаточно точно для использования его в расчете. При этом остаются неучтенными как соотношение усилий отбоя и сжатия, так и влияние диаметра поршня, нагрева жидкости (см. раздел 1.6):

$$F_D \approx (F_A + F_E)/2. \qquad (1.15)$$

В это уравнение можно ввести силу трения F_{r2}, Н:

$$F_D \approx (F_A + F_E + F_{r2} i_x^2)/2^*. \qquad (1.16)$$

Максимальную скорость поршня, м/с, можно определить по следующей формуле:

$$v_{D\,\max} = \pi s n. \qquad (1.17)$$

Частота колебаний n_D, м/с, на стенде для испытаний амортизаторов обычно приводится в колебаниях в минуту, т. е. в последнюю формулу нужно ввести еще делитель 60:

$$v_{D\,\max} = \pi s n_D/60. \qquad (1.18)$$

---

* В соответствии со ссылкой к формуле (1.14) здесь должно быть $F_D \approx (F_A + F_E + 2F_{r2} i_x)/2$. — *Прим. перев.*

Если принять обычную при испытаниях частоту колебаний $n_D = 100$ мин$^{-1}$, то для различных ходов s получаются следующие максимальные значения скорости поршня:

s, мм . . .	10	25	50	75	100	125	150
v, м/с . . .	0,052	0,131	0,262	0,393	0,524	0,655	0,786

Рассмотрим для примера расчет демпфирования D_2 автомобиля классической компоновки, в задней зависимой подвеске ведущих колес которого амортизаторы установлены на нижних продольных рычагах (как показано на рис. 1.47). Должны быть заданы:

Масса, *приходящаяся на ось*,* кг	$m_h = 500$
Неподрессоренные массы, кг	$M_h = 100$
Жесткость подвески, Н/м	$c_{2h} = 18, 18\,000$
Передаточное отношение	$i_x = 1{,}2$
Жесткость шин, Н·мм	$c_1 = 190$
Скорость автомобиля, км/ч	$v = 150$
Регулировка амортизатора, Н	$F_A = 1200$, $F_E = 400$
При условиях на стенде, мм, мин$^{-1}$	$s = 100$, $n_D = 100$
Трение, H	$F_{r2} = \pm 50$

* Термин «масса, приходящаяся на ось» применен вместо установленного СТ СЭВ 1598—79 термина «осевая нагрузка от оси», так как последний не сочетается с общепринятыми единицами обозначаемой им физической величины — килограммами. — *Прим. ред.*

При таких значениях получается:

$$v_{D\,\max} = \pi s n_D/60 = \pi \cdot 0{,}1 \cdot 100/60 = 0{,}524 \text{ м/с}, \qquad (1.19)$$

$$F_D \approx \left(F_A + F_E + F_{r2} i_x^2\right)/2 = (1200 + 400 + 50 \cdot 1{,}44)/2 = 836 \text{ Н}^*, \qquad (1.20)$$

$$k_{\text{I}} = F_D/\left(v_D i_x^2\right) = 836/\left(0{,}524 \cdot 1{,}2^2\right) = 1108 \text{ Н·с/м}^*, \qquad (1.21)$$

$$m_{2h} = (m_h - M_h)/2 = (500 - 100)/2 = 200 \text{ кг}, \qquad (1.22)$$

$$D_2 = k_{\text{I}}/\left(2\sqrt{c_2 m_2}\right) = 1{,}108 \cdot 10^3/\left(2\sqrt{1{,}8 \cdot 10^4 \cdot 2 \cdot 10^2}\right) = 0{,}292^*. \qquad (1.23)$$

Таким образом, полученный результат находится в желательном для демпфирования диапазоне $D_2 = 0{,}25 \div 0{,}3$; трение увеличивает это значение всего на 4,5 % *.

Для гарантии безопасности движения амортизатор должен дополнительно обеспечивать достаточное демпфирование колеса D_1.

* Здесь должно быть:

$$F_D = (1200 + 400 + 2 \cdot 50 \cdot 1{,}2)/2 = 860 \text{ Н}.$$

И далее: $k_{\text{I}} = 860/(0{,}524 \cdot 1{,}2^2) = 1140$ Н·с/м,

$$D_2 = 1{,}14 \cdot 10^3/\left(2\sqrt{1{,}8 \cdot 10^4 \cdot 2 \cdot 10^2}\right) = 0{,}300,$$

увеличение демпфирования за счет трения — 7,5 %. — *Прим. перев.*

Решая совместно уравнения (2а) и (3а), можно получить безразмерную связь между D_1 и демпфированием кузова D_2:

$$D_1 = D_2 \sqrt{c_2/(c_1'' + c_2)} \sqrt{(m_h - M_h)/M_h}. \quad (1.24)$$

Требуемая здесь динамическая жесткость шины c_1'' есть статическая жесткость c_1, умноженная на поправочный коэффициент k_F скорости движения и коэффициент k_A, учитывающий жесткость качения. Эти величины, взятые из разд. 5.5.1, составляют 1,05 (каждый):

$$c_1'' = k_F k_A c_1 = 1{,}05 \cdot 1{,}05 \cdot 190 = 209 \text{ Н/мм}. \quad (1.25)$$

Тогда $D_1 = 0{,}292 \sqrt{18/(209 + 18)} \sqrt{(500 - 100)/100} = 0{,}165$. (1.26)

Таким образом, колеса рассматриваемой подвески (из-за большой неподрессоренной массы) будут демпфироваться недостаточно, и надо учитывать их подскакивание на дорожных неровностях. При более легкой независимой подвеске (например, M_h = = 50 кг) получилось бы $D_1 = 0{,}246$ — значение, почти достаточное. Приведенный расчет D_2 и D_1 основывался только на одной определенной скорости поршня (100 мин$^{-1}$ и ход 100 мм). Если характеристика амортизатора (как описано в п. 1.4.2) нелинейная, то D_1 и D_2 ниже и выше расчетной точки могут иметь меньшие или бо́льшие значения. Можно решать и обратную задачу: по заданному демпфированию (например, $D_2 = 0{,}3$) рассчитать регулировку амортизатора. При этом нужно предварительно задаться соотношением усилий при отбое и сжатии — d (см. п. 1.6.1). $d = F_A/F_E$, чтобы значение $F_A = dF_E$ можно было подставить в уравнение (12). В рассматриваемом примере было d = = 1200 Н/400 Н = 3.

1.4.2. Характеристика сопротивления амортизатора

Упругое усилие в подвеске есть функция хода подвески; в отличие от этого усилие амортизатора зависит от скорости, с которой раздвигаются или сдвигаются точки крепления амортизатора. Амортизатор, нагруженный постоянной силой F_1, перемещается с равномерной скоростью по всей длине хода, упругий же элемент перемещается быстро, но до определенной деформации s_1, значение которой зависит от отношения силы к жесткости c_2:

$$s_1 = F_1/c_2.$$

Таким образом, упругий элемент запасает энергию и в самый неподходящий по условиям безопасности движения момент возвращает ее, амортизатор же рассеивает энергию за счет преобразования в теплоту. Чем больше нагрузка на амортизатор, тем больше он нагревается. На графиках сила F наносится в функции хода подвески s (мм) или в зависимости от скорости поршня v_D (м/с).

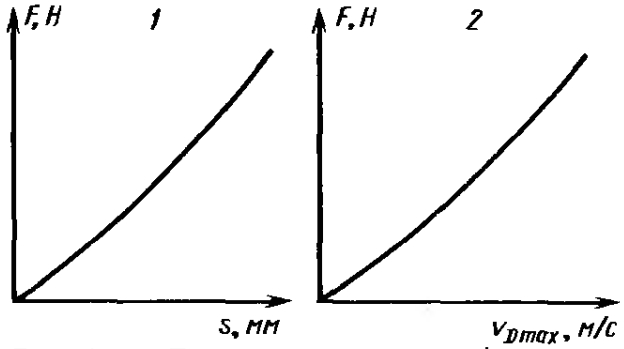


Рис. 1.49. В характеристике упругости сила F в ньютонах является функцией хода s (мм), а в характеристике сопротивления сила F есть функция максимальной скорости поршня v_{Dmax} (м/с). Обе эти характеристики имеют весьма схожий вид, если не представить сопротивление сжатия (как на следующих рисунках) в третьем квадрате (см. также рис. 4.11):

1 — характеристика упругости; *2* — характеристика сопротивления

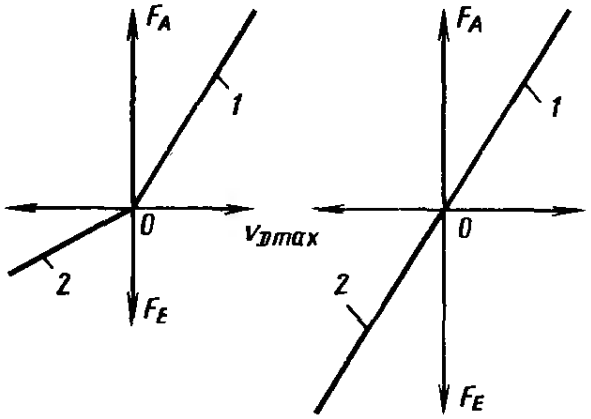


Рис. 1.50. Линейные характеристики сопротивления, слева асимметричная с отношением отбой/сжатие = 3 и справа симметричная с отношением 1 : 1:

1 — отбой; *2* — сжатие

При непродуманном представлении графики упругости и сопротивления могут выглядеть настолько похожими, что их можно перепутать (рис. 1.49). Чтобы избежать этого, условились наносить усилия отбоя на характеристике амортизатора как положительные, а усилия сжатия — как отрицательные, т. е. линия отбоя располагается в первом квадранте, а линия сжатия — в третьем (рис. 1.50). На рис. 1.45 была показана взаимосвязь между максимальным усилием амортизатора $F_{A,E}$ и максимальной скоростью поршня $v_{D\,max}$; такая диаграмма охватывает лишь одну единственную скорость, т. е. дает только одну точку для характеристики демпфирования. Для построения же этой характеристики требуется не менее трех точек, а для контроля — хотя бы две, т. е. при испытаниях с по-

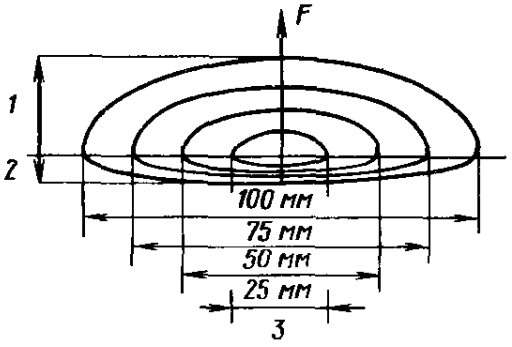


Рис. 1.51. Для снятия характеристики на типовом стенде замеряются усилия сопротивления при $n = 100$ мин$^{-1}$ с увеличением хода:

1 — отбой; *2* — сжатие; *3* — ход

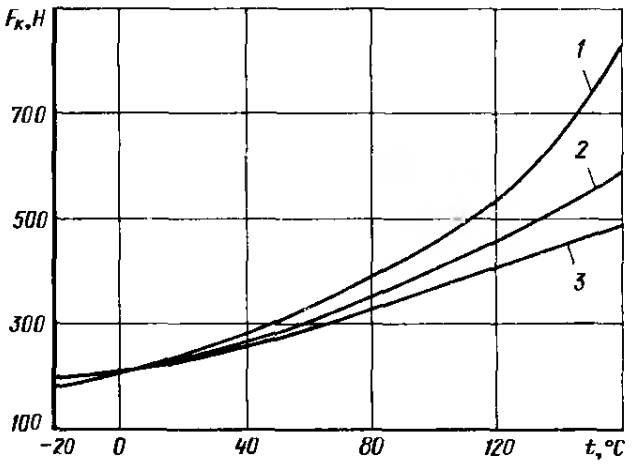


Рис. 1.52. За счет внутреннего давления 2,0—2,8 МПа (при +20 °С) в однотрубном газонаполнением амортизаторе шток выталкивается из него с силой F_k. Показана зависимость этой силы от температуры жидкости, а также — при утечке жидкости — от оставшегося ее количества:

1 — 85 %; *2* — 80 %; *3* — 75 % жидкости

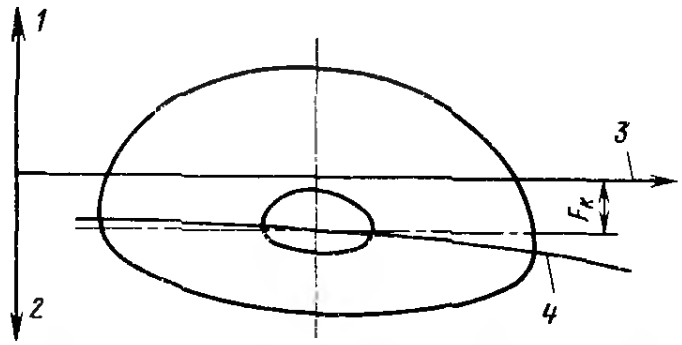


Рис. 1.53. На диаграмме газонаполненного однотрубного амортизатора в направлении оси *X* появляются две линии: горизонтальная нулевая линия, прочерченная без амортизатора, и средняя линия сопротивления. Последняя прочерчивается при ручном проворачивании привода испытательного стенда и установленном амортизаторе и расположена ниже первой на величину выталкивающей силы F_k. При вдвигании штока в процессе испытательного хода происходит дополнительное сжатие газовой подушки, что приводит к увеличению выталкивающей силы. Этим и объясняется некоторое искривление средней линии, от которой замеряются усилия демпфирования:

***1* — отбой; *2* — сжатие; *3* — нулевая линия; *4* — средняя линия сопротивления**

стоянной частотой колебаний (например, $n = 100$ мин$^{-1}$) нужно отработать два хода: 25 и 75 мм или 100 мм. Для регулирования клапанов при сборке и для типового контроля этих двух точек достаточно, чего нельзя сказать, конечно, при назначении регулировок новых амортизаторов. В этом случае испытания проводятся с постепенным увеличением хода, причем диаграммы просто накладываются друг на друга (рис. 1.51). Усилия получаются здесь изображенными в функции максимальной скорости поршня [см. уравнение (18) в п. 1.4.1] и максимальные усилия отбоя и сжатия (F_A и F_E) могут быть измерены с учетом масштаба от нулевой линии. Последняя прочерчивается перед началом замеров при невключенном стенде проворачиванием барабана с бланком диаграммы.

Как описано выше, шток газонаполненного однотрубного амортизатора выталкивается из него с определенной силой F_k, значение которой зависит как от нагрева, объема газовой полости и находящегося в амортизаторе количества жидкости (рис. 1.52), так и от степени вдвигания штока в процессе снятия диаграммы. Эта сила F_k при выключенном стенде смещает прочерченную среднюю линию демпфирования в сторону сжатия (рис. 1.53).

При движении автомобиля встречаются скорости поршня до 3 м/с; для воспроизведения таких скоростей требуются специальные испытательные стенды. Они имеют частоту колебаний до $n = 1000$ мин$^{-1}$, оснащены электронными измерительными устройствами и имеют бесступенчатую регулировку испытательного хода от 5 до 150 мм. Для унифицированных типовых испытаний автомобильная промышленность и амортизаторная промышленность ФРГ договорились через «Объединение автомобильной промышленности» о внедрении программируемого стенда, управляемого вычислительной машиной. На рис. 1.54 показан такой стенд, установленный в лаборатории новых разработок фирмы «Бильштайн». С точностью до ± 1 % на нем могут измеряться усилия до ± 10 кН при частоте колебаний до 200 мин$^{-1}$ и ходе от 5 до 100 мм.

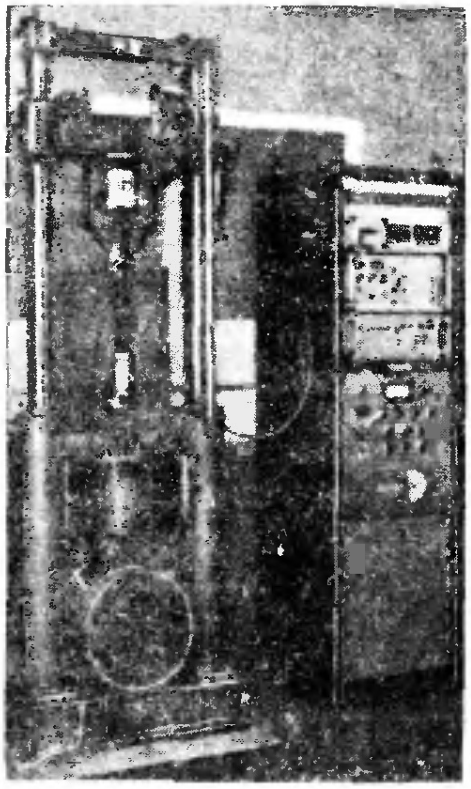
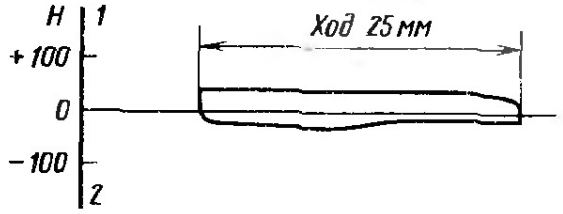


Рис. 1.54. Управляемый от вычислительной машины программируемый унифицированный стенд для испытания амортизаторов, поставляемый фирмой «Гайнц Валь». Для привода используется электродвигатель постоянного тока с плавной регулировкой, мощностью 27 кВт

Рис. 1.55. Диаграмма трения двухтрубного амортизатора, снятая на фирме «Боге»:
1 — отбой; *2* — сжатие



Чтобы обеспечить срабатывание подвески даже на небольших дорожных неровностях, амортизатор должен иметь возможно малое собственное трение. Это трение возникает между штоком и уплотнением, штоком и направляющей, а также поршнем и цилиндром. У двухтрубного амортизатора, уплотнение которого не нагружено никаким внутренним давлением, трение составляет примерно ±30 Н (рис. 1.55), а у газонаполненного однотрубного — до ±50 Н. Для определения этих значений можно провести испытание с ходом 5 или 10 мм при $n = 100$ мин$^{-1}$ или же при малых скоростях поршня, получаемых проворачиванием привода стенда от руки.

На рис. 1.51 были показаны диаграммы, снятые при постоянной частоте колебаний и переменном ходе. Можно также проводить испытания с постоянным ходом, изменяя частоту колебаний привода стенда (рис. 1.56). Для построения характеристики сопротивления в обоих случаях используются максимальные силы, которые, как показано на рис. 1.56, откладываются вверх и вниз по оси *Y* в функции максимальной скорости поршня (см. также рис. 4.10).

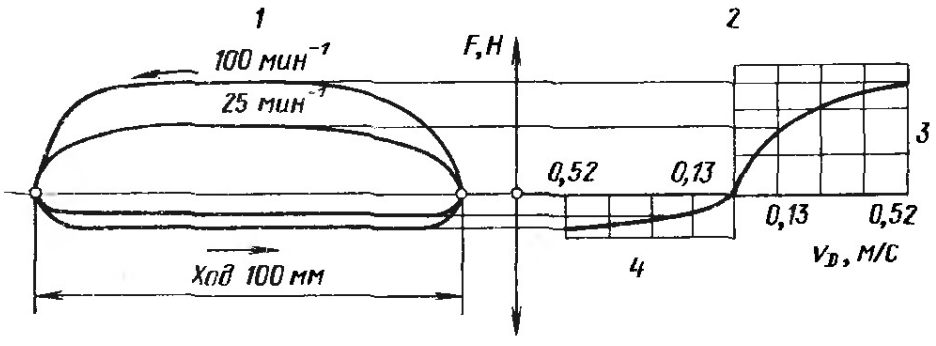


Рис. 1.56. Для построения характеристики сопротивления используются максимальные усилия отбоя и сжатия отдельных диаграмм:
1 — диаграмма; *2* — характеристика; *3* — отбой; *4* — сжатие

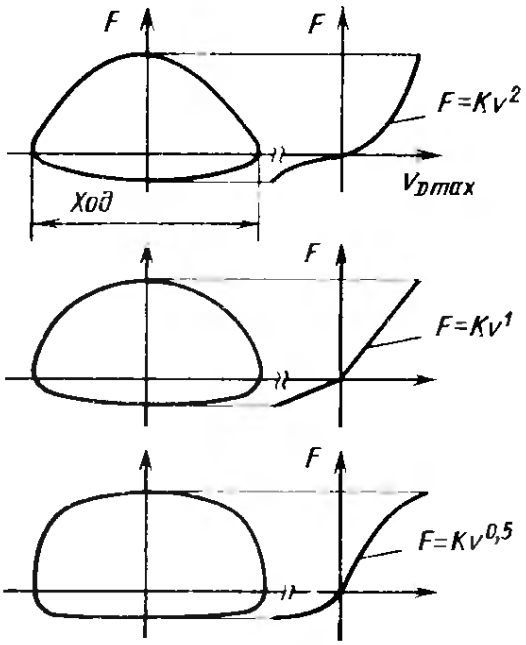


Рис. 1.57. Характеристика сопротивления может быть прогрессивной (вверху), линейной (в середине) или дегрессивной (внизу). Характер кривой и форма диаграммы имеют прямую взаимосвязь. Наименьшую площадь и наименьшее среднее демпфирование имеет диаграмма, относящаяся к прогрессивной кривой

1.4.3. Дегрессивная, прогрессивная и линейная характеристики амортизаторов

Формы характеристики и диаграммы тесно взаимосвязаны. Показанная на рис. 1.56 дегрессивная характеристика связана с более полной диаграммой, имеющей бо́льшую площадь, а следовательно, и с более высоким средним усилием сопротивления (см. рис. 1.48). На рис. 1.57 в сравнении с дегрессивной кривой (внизу) показана прогрессивная характеристика (вверху). На этих графиках сила есть степенная функция скорости; соответствующие уравнения приведены около кривых. Амортизатор с дегрессивной регулировкой уже при небольшом ходе колеса и малой скорости поршня развивает усилие определенной величины, что, однако, связано с худшим поглощением мелких дорожных неровностей подвеской. Преимуществом является повышенное сопротивление боковым угловым колебаниям при смене полосы движения и при входе в поворот: кузов креится медленнее и совершает меньше колебаний вокруг оси X, чем при прогрессивном демпфировании. То же касается и продольных колебаний: при внезапном торможении неприятный продольный крен проявляется в меньшей степени. Небольшой подъем характеристики при повышенной скорости поршня соответствует ограничению максимальных сил, развиваемых амортизатором и воздействующих на подвеску и кузов. Если ходовая часть автомобиля или прицепа рассчитана по прочности на дегрессивные амортизаторы, то при замене их на непредусмотренные изготовителем амортизаторы с прогрессивной характеристикой могут появиться трещины и поломки.

Преимущество прогрессивной характеристики заключается в том, что около нулевой точки силы имеют небольшое значение, что обеспечивает более мягкое качение даже относительно жестких шин. Резкое нарастание сил при повышенной скорости поршня приводит к увеличению коэффициента сопротивления k_{II} и связанному с этим повышению демпфирования как кузова, так и колеса [D_2 и D_1, см. уравнения (2а), (3а) и (13) в п. 1.4.1]. Последнее предотвращает подпрыгивание колес и улучшает сцепление с дорогой на покрытиях плохого качества. Диаграмма получается

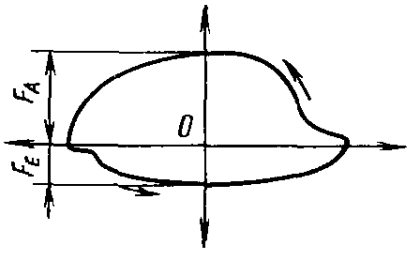


Рис. 1.58. Утечка жидкости и недостаточное ее количество в рабочей полости проявляются на диаграмме двухтрубного амортизатора в виде «провалов» в начале хода отбоя и хода сжатия

относительно угловатая, т. е. имеет меньшую площадь и поэтому меньшее среднее усилие в сравнении с максимальным. Линейная характеристика амортизатора, также показанная на рис. 1.57, может явиться хорошим компромиссным решением.

1.4.4. Потеря сопротивления амортизатора

При значительной утечке жидкости площадь диаграммы уменьшается — независимо от ее формы — при сохранении максимального усилия (рис. 1.58), в местах изменения направления хода усилие сопротивления возрастает с запаздыванием. Следствием этого являются продольные угловые колебания, колебания в рулевом управлении, уменьшение безопасности движения на поворотах и повышенный износ шин.

1.4.5. Сопротивление амортизатора, приведенное к точке контакта колеса

Как описано в п. 1.4.1, коэффициент сопротивления k_{I} или k_{II} и демпфирование $D_{1,2}$ нужно привести к точке контакта колеса, т. е. характеристику сопротивления по точкам пересчитать с помощью кинематического передаточного отношения i_x (см. рис. 1.44 и 1.47). В начале в качестве первого шага определяется сила $F_{2A,E} = F_{A,E}/i_x$ в точке контакта колеса, которая при обычных передаточных отношениях $i_x > 1$ имеет значение, меньшее, чем усилие амортизатора (см. поз. *1* на рис. 1.59). Затем в качестве второго шага определяется скорость $v_2 = v_{D\,max} i_x$, имеющая здесь бóльшее значение (см. поз. *2* на рис. 1.59). На рис. 1.60 показана характеристика сопротивления заднего амортизатора автомобиля «Фольксваген 1200/1300», выпускаемого в настоящее время в Мексике. Эта характеристика снята на высокочастотном испытательном

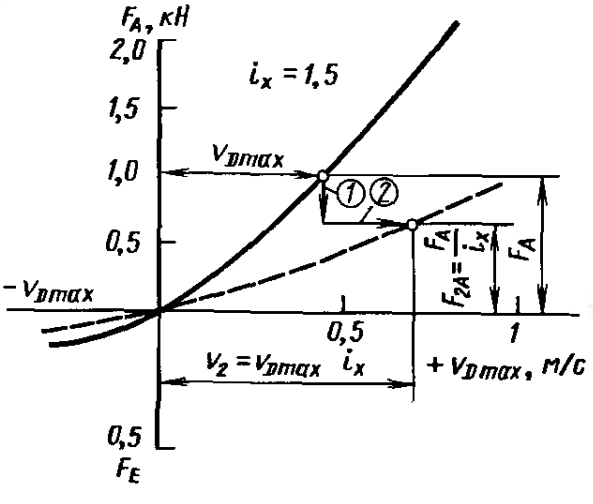


Рис. 1.59. Для построения характеристики сопротивления, приведенной к точке контакта колеса вначале пересчитывают по точкам усилия, замеренные на амортизаторе, а затем — скорости. В качестве коэффициента пересчета служит кинематическое передаточное число i_x, рассмотренное в п. 1.4.1

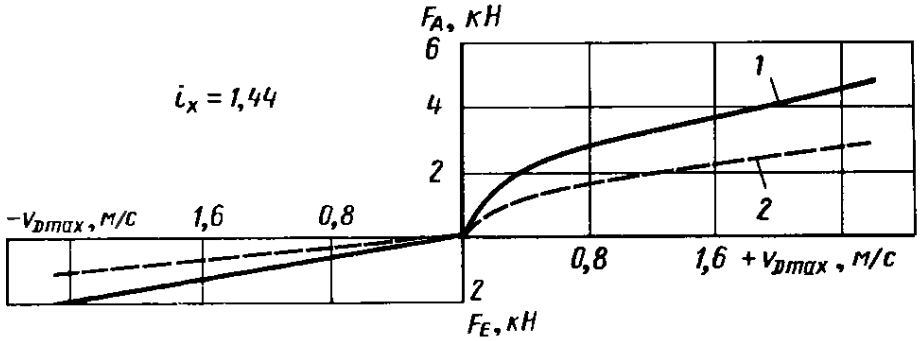


Рис. 1.60. Испытание амортизатора Т27 фирмы «Боге», применяемого в задней двухшарнирной подвеске с качающимися полуосями автомобиля «Фольксваген 1200/1300». Замеренные на амортизаторе максимальные усилия пересчитаны по передаточному отношению $i_x = 1{,}44$ к точке контакта колеса:
1 — амортизатор; *2* — колесо

стенде при ходе $S = 50$ мм и частоте колебаний до $n = 600$ мин$^{-1}$ и затем приведена пересчетом к точке контакта колеса. Кинематическое передаточное отношение было определено замером хода по колесу и по амортизатору и составило $i_x = 1{,}44$.

1.4.6. Регулировка амортизатора и тип подвески

Фирмы БМВ, «Форд», «Опель» и другие предлагают дополнительно к нормальному варианту подвесок, рассчитанному из условий комфортабельности, еще вариант со спортивной, более жесткой регулировкой в виде так называемого спорткомплекта. Этот вариант обеспечивает, в частности, меньший крен кузова на поворотах и связанное с этим лучшее восприятие боковых сил шинами за счет меньшего положительного развала на наружном колесе и меньшего отрицательного развала на внутреннем (см. [8], п. 4.5, 3.3 и 3.11). Почти все изготовители амортизаторов предлагают для популярных легковых автомобилей ФРГ и зарубежных легковых автомобилей различные регулировки амортизаторов, поэтому важно

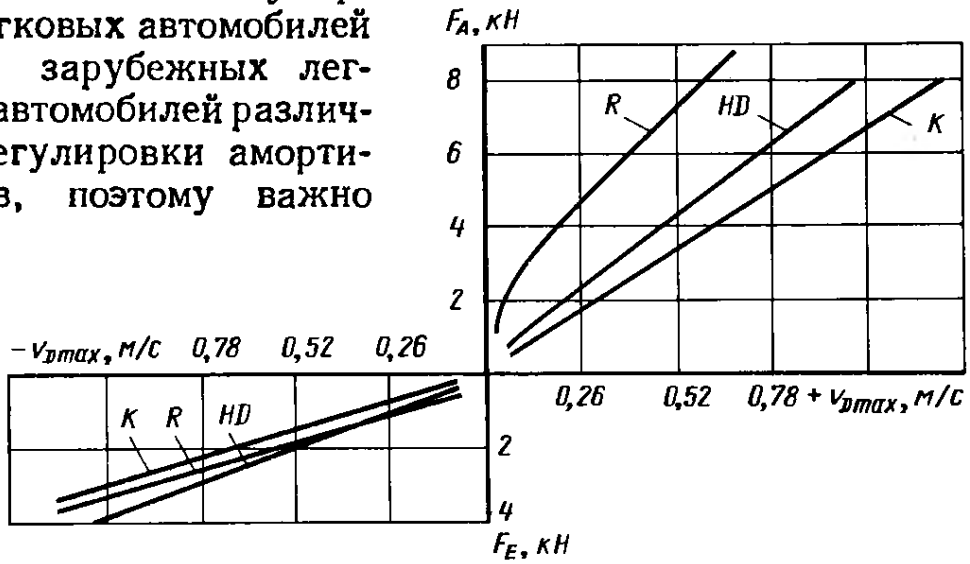


Рис. 1.61. Характеристики трех амортизаторов фирмы «Бильштайн», предусмотренных для задней подвески автомобиля «Даймлер-Бенц» серии W123 (с 200 D до 280E), с различными регулировками:
K — стандарт; *HD* — спорт; *R* — ралли

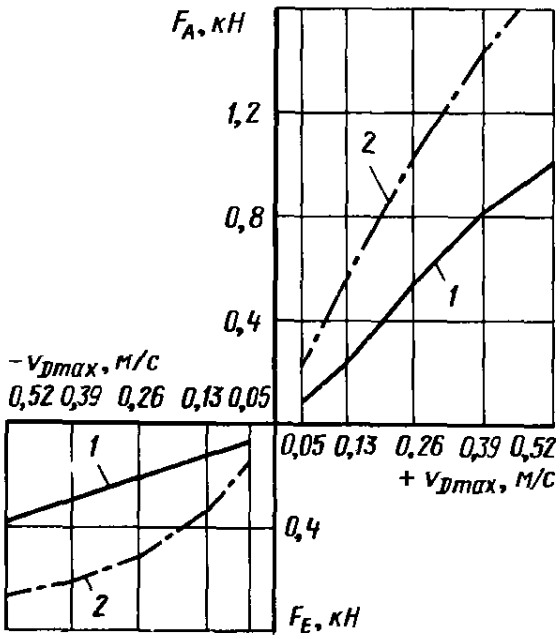


Рис. 1.62. Характеристики передних амортизаторов автомобиля «Ауди 80». Общий ход подвески составляет 187 мм:
1 — стандартная регулировка; *2* — для плохих дорог

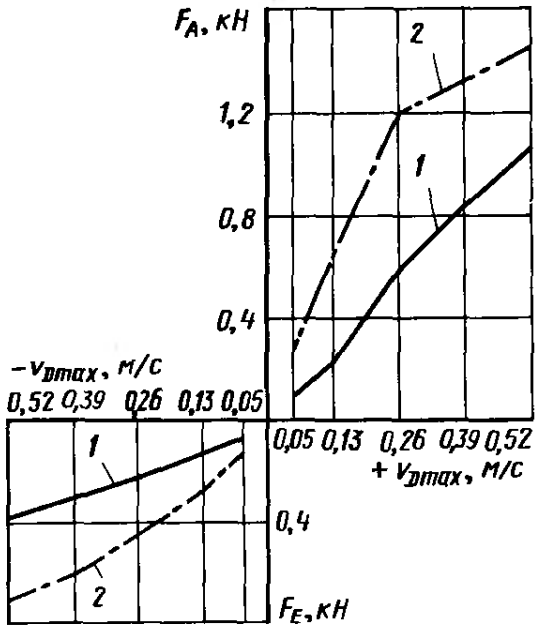


Рис. 1.63. Характеристики задних амортизаторов автомобиля «Ауди 80». Общий ход подвески составляет 211 мм:
1 — стандартная регулировка; *2* — для плохих дорог

знать, при каком варианте подвески можно применить соответствующую регулировку. На рис. 1.61 показаны три характеристики, предусмотренные фирмой «Бильштайн» для задних амортизаторов автомобилей «Даймлер-Бенц» серии *W* 123 (с 200*D* по 280 *E*) выпуска 1976 г.:

K (*komfort* — комфорт) стандартная,

HD (*heavy duty* — усиленная) спортивная и

R (*rallye* — ралли) для ралли.

Фирма «Аудн НСУ ауго унион» предлагает для автомобиля «Ауди 80» выпуска 1978 г. «комплект для плохих дорог» с более жесткими пружинами и амортизаторами. При оснащении этого автомобиля двигателем 1,6 литра жесткость подвески c_2 (на колесо) при равностороннем ходе составляет, Н/м:

	Стандартиая	Для плохих дорог
Передияя подвеска	13,2	25
Задняя подвеска	19,6	30

Регулировка амортизаторов повышена как при ходе отбоя, так и при ходе сжатия; на рис. 1.62 и 1.63 показана эта разность для передних и для задних амортизаторов. Передаточное отношение, в равной степени справедливое и для пружин, и для амортизаторов, составляет в обеих подвесках этого автомобиля $i_x = 1$.

1.5. ФРИКЦИОННОЕ ДЕМПФИРОВАНИЕ

Трение без смазочного материала в качестве демпфирования является старейшей из известных форм гашения колебаний кузова и колес. Еще до 1930 г. в зависимых подвесках легковых

автомобилей и в параллелограммных пружинных вилках мотоциклов применялись нагруженные пружиной фрикционные диски, которые, будучи прижатыми к стальным поверхностям, совершают возвратно-вращательные движения при ходах отбоя и сжатия колес. Аналогичный эффект имеет и трение в многолистовых рессорах: оно позволяет быстрее погасить колебания, но вызывает неприятные ощущения у человека, связанные с повышенной жесткостью подвески. Этот недостаток (хотя и в значительно меньшей мере) присущ в настоящее время шарнирам подвесок. К примеру, в направляющих элементах передних подвесок применяются шаровые шарниры, а для поворота колес требуются рулевые тяги (опять-таки с шарнирами), к этому относятся также внутренние опоры рычагов и т. д. Во всех этих местах имеется собственное трение, которое в виде фрикционного демпфирования должно быть включено в рассмотрение общего демпфирования. На рис. 1.64 показана идеализированная диаграмма (зависимость силы от хода) трения и соответствующая характеристика (зависимость силы от скорости). На рис. 1.55 была показана форма диаграммы, записанной на испытательном стенде. Чтобы получить фактическое демпфирование в точке контакта колеса, нужно сложить силы, возникающие в амортизаторе в функции скорости поршня, и силы в шарнирах подвески, вызываемые трением (см. уравнения (1.14) и (1.16), п. 1.4.1). Усилия отбоя и сжатия в амортизаторе увеличиваются с ростом скорости поршня, в то время как сила трения F_r практически не изменяется. Это означает, что при малом ходе колеса трение оказывает значительное влияние на демпфирование, при большой же скорости v_2 — лишь очень небольшое (рис. 1.65).

После снятия пружин подвески, т. е. когда опоры рычагов не нагружаются дополнительно моментом вертикальной и упругой сил, сила трения F_r, приходящаяся на одно колесо, составляет: спереди $F_{r0} = 100 \div 200$ Н и сзади $F_{rh} = 10 \div 50$ Н.

Замеры на комплектном автомобиле (т. е. с пружинами) дают

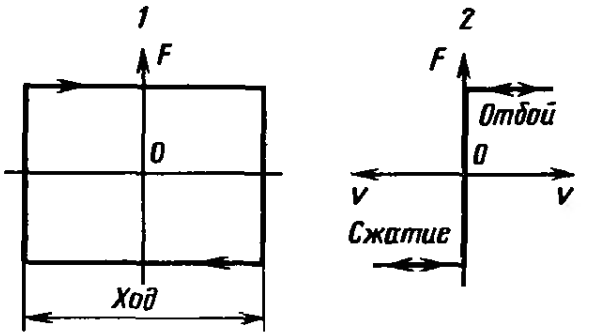


Рис. 1.64. Идеализированные рабочая диаграмма и характеристика сухого трения:
1 — диаграмма; 2 — характеристика

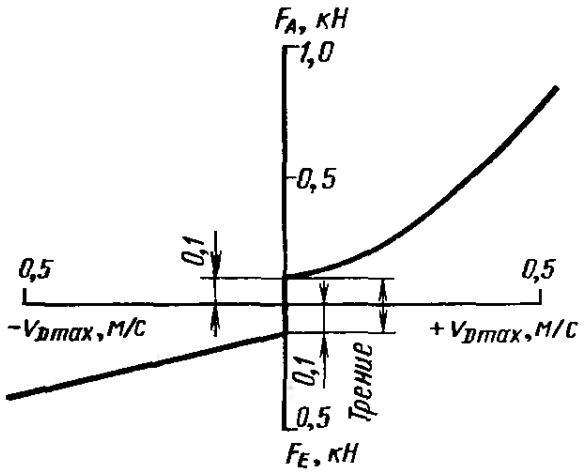


Рис. 1.65. Чтобы получить фактическое демпфирование $D_{1,2}$, нужно к гидравлическому сопротивлению добавить еще трение в шарнирах рычагов

значение статического трения до $F_r = 500$ Н, что едва ли может соответствовать значениям при движении автомобиля. Поэтому использование значений, приведенных выше, при динамических расчетах оказывается ближе к действительности.

1.6. ЗАВИСИМОСТЬ ДЕМПФИРОВАНИЯ ОТ РАЗЛИЧНЫХ ФАКТОРОВ

1.6.1. Соотношение усилий отбоя и сжатия

В п. 1.4.1 при определении коэффициента сопротивления k_{II} исходили из принятого усилия $F_D = (F_A + F_E)/2$ см. уравнение (1.15), что справедливо и в том случае, когда усилие сжатия меньше усилия отбоя. В действительности же колебания колес наиболее эффективно гасятся при сопротивлении с отношением отбой/сжатие = 1 (рис. 1.66 и 1.50 справа). Наличие усилий сжатия в амортизаторе уменьшает ход сжатия подвески, в результате чего пружина запасает меньшую энергию. На рис. 1.67 показано, как при относительном повышении усилий сжатия уменьшаются изменения нагрузки на колесо, что равнозначно улучшению контакта колес с дорогой. Недостатком при этом является ухудшение плавности хода и более жесткое качение шин. По этой причине на обеих осях автомобилей применяют амортизаторы с соотношением усилий отбоя и сжатия d: спереди $d = 3 \div 5$, сзади $d = 1{,}5 \div 4$. Передняя подвеска определяет в основном плавность хода (поэтому здесь меньшие усилия сжатия); задняя же должна быть приспособлена к большим изменениям нагрузок на нее. Чтобы предотвратить «пробои» при полностью нагруженном автомобиле в задних амортизаторах повышают усилия сжатия, однако возможное значение усилия в этом направлении зависит от конструкции амортизатора. Как описано

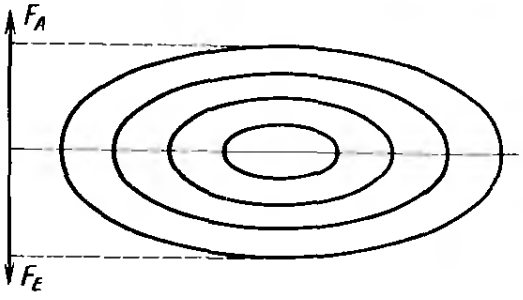


Рис. 1.66. Диаграмма газонаполненного однотрубного амортизатора с отношением усилий отбой/сжатие, равным единице, и линейной характеристикой, показанной на рис. 1.50 справа, полученная фирмой «Боге» при $n = 100$ мин$^{-1}$ и ходах 25, 50, 75 и 100 мм

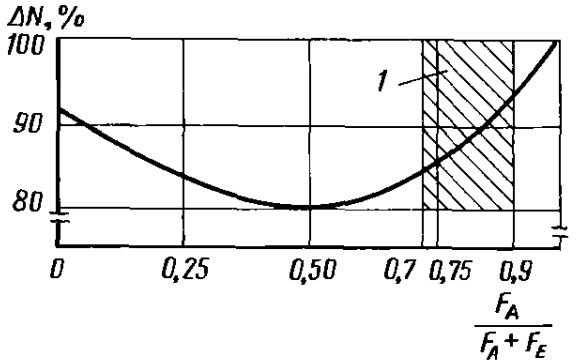


Рис. 1.67. Если принять изменение колесной нагрузки ΔN при демпфировании только на ходе отбоя (т. е. без сопротивления ходу сжатия) за 100 %, то при установке амортизатора с отношением отбой/сжатие, равным 1, эта величина уменьшается до 80 % (по расчету). По оси X отложено отношение усилий отбой/(отбой + сжатие), которое равно 0,5 при отношении отбой/сжатие, равным 1, в этой точке кривая имеет минимум:

1 — обычно используемый диапазон

в пп. 1.2.2 и 1.7.3, повышение усилий сжатия сверх определенного значения на двухтрубном амортизаторе требует значительных технических затрат. На рис. 1.79 показана конструкция дополнительного клапана сжатия, необходимого в таком случае. Однотрубный амортизатор не создает в этом отношении никаких трудностей (см. п. 1.3.2).

1.6.2. Влияние амортизаторной жидкости

Интенсивность демпфирования зависит кроме отношения отбой/сжатие еще от вязкости жидкости, степени ее вспенивания и возникающего внутреннего давления (см. рис. 1.29). Вязкость зависит от установившейся в амортизаторе рабочей температуры, которая, в свою очередь, определяется состоянием дорожной поверхности, скоростью движения, нагрузочным состоянием автомобиля и внешней температурой. Температуру жидкости невозможно поддерживать постоянной, с чем связано ослабление сопротивления при повышении температуры.

1.6.3. Влияние передаточного отношения i_x от колеса к амортизатору

Существуют, однако, конструктивные возможности поддерживать эффективность амортизатора в определенных границах даже при больших нагрузках на него. Если амортизатор установлен вблизи независимо подвешенного колеса, то передаточное отношение i_x близко к единице и хода колеса и амортизатора примерно равны (см. уравнение (1.4), п. 1.4.1). В этом случае должен применяться длинноходный амортизатор; усилия отбоя и сжатия остаются низкими, а с ними и внутреннее давление. Следствием этого является лишь небольшой нагрев, а дополнительным преимуществом — большой объем масла. Как известно, в зависимых подвесках амортизаторы могут быть расположены за осью, тогда $i_x < 1$. В этом случае амортизаторы при равностороннем ходе подвески оказываются эффективнее, однако при разноименном ходе демпфирование боковых колебаний ухудшается (см. уравнение (1.8), п. 1.4.1).

1.6.4. Влияние однотрубной системы

Другую возможность предоставляет применение однотрубных амортизаторов. За счет большей эффективной площади поршня возникает (особенно при сжатии) значительно меньшее внутреннее давление (см. рис. 1.29). Испытания показали, что при переходе от двухтрубного амортизатора с диаметром поршня 26 или 27 мм на однотрубную систему с диаметром поршня 36 мм регулировку (т. е. усилия) при комнатной температуре можно снизить примерно на 10 % без ухудшения контакта колес с дорогой, а плав-

ность хода при этом даже улучшается. Это означает, однако, что для достижения одинакового ощущения демпфирования амортизатор большего объема требует меньшего коэффициента сопротивления k_{II} (а равно и $D_{1,2}$), чем двухтрубный амортизатор с меньшим поршнем. Этот фактор, так же, как и отношение усилий отбой/сжатие, не учитывается в расчете демпфирования, приведенном в п. 1.4.1, где в качестве исходных данных берутся только усилия, замеренные на амортизаторе, с учетом передаточного отношения i_x.

1.6.5. Теоретическое и фактическое демпфирование

Демпфирование колес, имеющее особенно важное значение для безопасности движения, по нижеследующим причинам может быть выше, чем определенное по максимальной скорости поршня теоретическое значение D_1 (см. уравнения (1.13) и (1.3), п. 1.4.1):

на 2—10 % за счет трения в шарнирах направляющих элементов подвески;

на величину до 10 % в случае применения амортизаторов с увеличенной площадью поршня;

на величину до 5 %, если соотношение усилий отбой/сжатие $<$ <3 или же установлены однотрубные амортизаторы;

на величину до 10 % при дегрессивной характеристике: за счет более полной диаграммы среднее усилие демпфирования получается бóльшим относительно максимального усилия, входящего в расчет (см. рис. 1.52).

На демпфирование кузова D_2 могут иметь заметное влияние лишь два первых пункта.

1.6.6. Зависимость от характеристики

Форма характеристики также влияет на демпфирование. Если характеристика протекает прямолинейно как при отбое, так и при сжатии, как показано на рис. 1.50, то $D_{1,2}$ остается постоянным

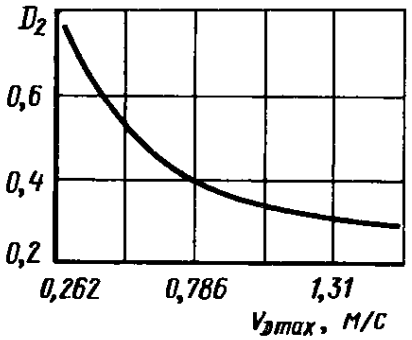


Рис. 1.68. Демпфированне D_2 кузова над задней осью автомобиля «Фольксвеген—кэфер», рассчитанное по кривой, на рис. 1.60

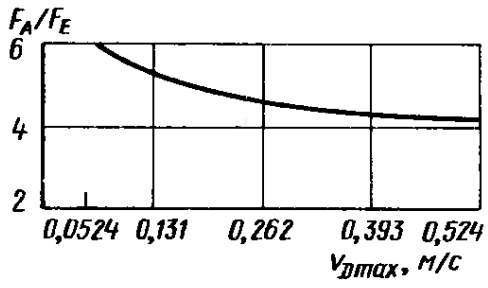


Рис. 1.69. Отношенне усилий отбой/сжатие, рассчитанное для амортизатора Т27 фирмы «Боге» по характеристике на рис. 1.60. С увеличением скорости поршня указанное отношение уменьшается с 6 до 4

во всем диапазоне. Во всех других случаях демпфирование изменяется в зависимости от скорости поршня, что касается также и отношения усилий отбой/сжатие. Для возможности сравнения по характеристике демпфирования, приведенной на рис. 1.60, было рассчитано демпфирование кузова D_2 (рис. 1.68) и соотношение усилий отбой/сжатие (рис. 1.69). Показанные на рис. 1.61 характеристики амортизаторов «Бильштайн» с регулировками *K* и *HD* линейны, соотношение отбой/сжатие во всем диапазоне постоянно и составляет для обоих вариантов около 2,2. Амортизатор для ралли имеет на ходе отбоя очень жесткую дегрессивную регулировку и соотношение отбой/сжатие в среднем 4,1.

1.7. КОНСТРУКЦИИ КЛАПАНОВ

1.7.1. Зависимость характеристики от клапана

Во всех газонаполненных однотрубных амортизаторах форма характеристики сопротивления определяется исключительно расположенными на поршне клапанами и отверстиями. Если рассматривать только влияние отверстий, представляющих собой один или несколько постоянных дросселей (рис. 1.70), то как при отбое, так и при сжатии получается сильно прогрессивная форма кривой с высокими конечными усилиями (рис. 1.71). Такая же характеристика получается и в том случае, если имеется только зазор между поршнем и цилиндром (рис. 1.72). Прижатые клапан-

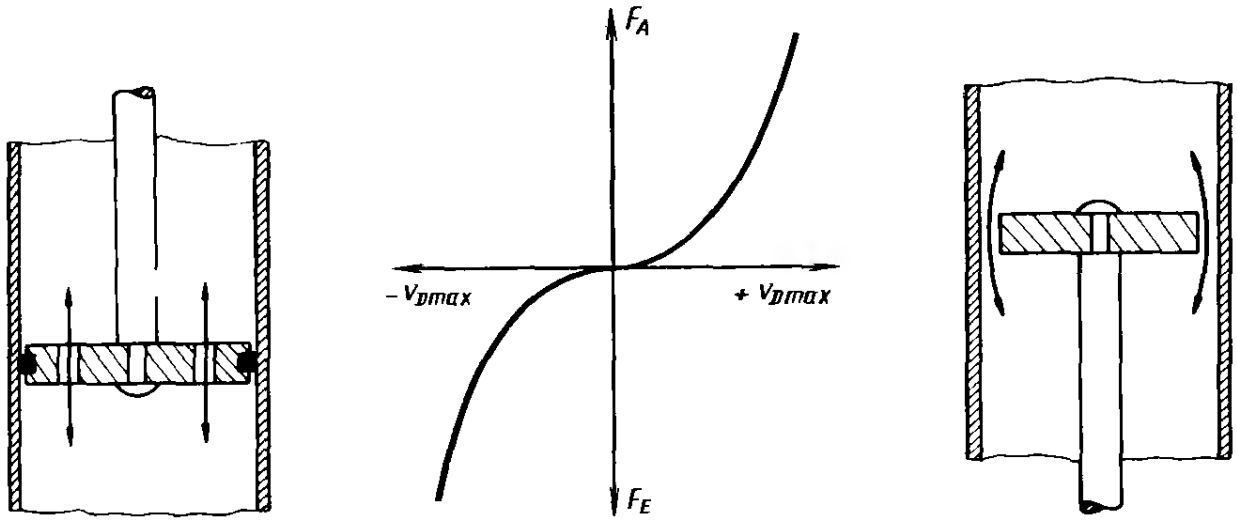


Рис. 1.70. Неперекрытые отверстия в поршне соответствуют наличию только постоянного дросселя и при однотрубной системе дают сильно прогрессивную характеристику, показанную на рис. 1.71. Усилия отбоя и сжатия одинаковы и имеют очень высокие конечные значения

Рис. 1.71. Сильно прогрессивная характеристика сопротивления, обусловленная отверстиями в поршне или зазором между поршнем и стенкой цилиндра (см. рис. 1.72)

Рис. 1.72. Зазор между поршнем и стенкой цилиндра соответствует по своему сечению постоянному дросселю, в связи с чем это место обычно уплотняют с помощью поршневого кольца (например, сделанного из тефлона)

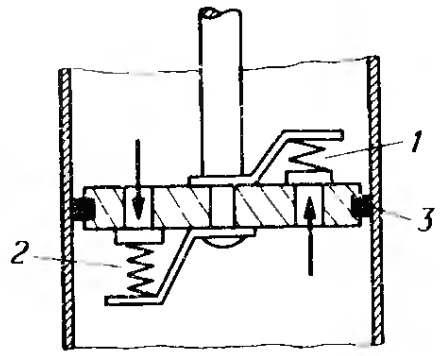


Рис. 1.73. Клапаны, прижатые пружинами и перекрывающие отверстия большого диаметра, дают дегрессивную характеристику сопротивления. Усилия отбоя и сжатия могут устанавливаться различными:

1 — клапан сжатия; *2* — клапан отбоя; *3* — поршневое кольцо

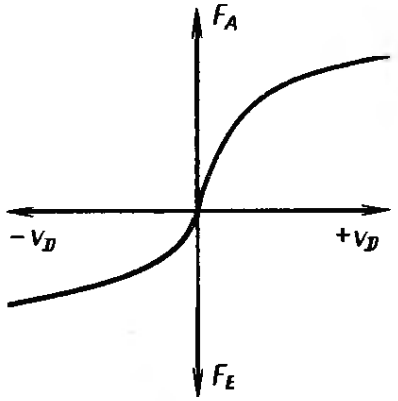


Рис. 1.74. Дегрессивная характеристика с различными усилиями отбоя и сжатия, полученная с помощью клапанов, нагруженных пружинами

ные диски, перекрывающие отверстия большого диаметра (рис. 1.73), обусловливают дегрессивное протекание характеристики и дают то дополнительное преимущество, что на отбое и на сжатии могут быть установлены различные усилия (рис. 1.74). При более высоких скоростях здесь наблюдается лишь небольшое увеличение усилий. Показанная на рис. 1.50 прямолинейная характеристика достигается либо клапанными дисками (прижатыми с небольшим усилием, см. рис. 1.82 и 1.83), либо с помощью комбинации постоянного дросселя и тарелки клапана, нагруженной пружиной.

1.7.2. Клапаны отбоя двухтрубных амортизаторов для легковых автомобилей

Клапан отбоя в двухтрубном амортизаторе фирмы «Боге» имеет комбинированную конструкцию (рис. 1.75). Поршень *9* крепится на нижнем конце штока *2* с помощью гайки *8*. Уплотнение поршня относительно цилиндра *1* осуществляется поршневым кольцом *6*, а центрирование поршня — цапфой Z_1. Собственно клапан состоит из тарелки *7* клапана, которая прижимается пружиной *10* к уплотнительной кромке K_1. С помощью гайки *11* осуществляется регулирование усилия прижатия. Между цапфой Z_2 штока и отверстием в тарелке *7* клапана имеется кольцевой зазор S_4, сечение которого образует постоянный дроссель. При движении поршня вверх жидкость перетекает через отверстия B_1, чтобы затем пройти как через постоянный дроссель, так и, приподнимая тарелку клапана, через сам клапан.

Сопротивление при отбое определяется:

при малой скорости поршня — постоянными дросселями; сюда относятся длина и размер сечения кольцевого зазора S_4 (клапан при этом еще закрыт), зазор S_1 между штоком *1* и отверстием в направляющей *5* (см. рис. 1.16), а также угловые каналы *E* и *G* для выхода воздуха;

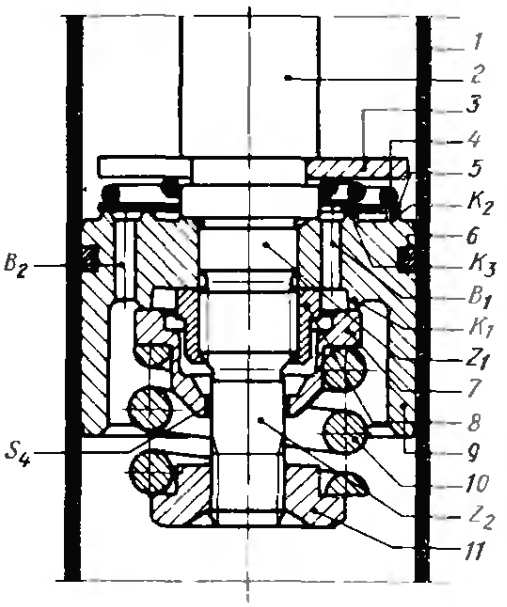


Рис. 1.75. Комбинация клапанов, применяемая фирмой «Боге» в двухтрубных амортизаторах и состоящая из клапана отбоя *7*, размещенного на поршне снизу, и диска *4*, перекрывающего верхний торец поршня. Этот диск прижимается к поршню мягкой конической пружиной и служит исключительно как обратный клапан

при средней скорости — величиной открытия тарельчатого клапана, т. е. жесткостью и преднатягом пружины *10*;

при высоких скоростях поршня и большом открытии клапана — числом и сечением отверстий B_1.

Комбинирование этих возможностей позволяет получить любую желаемую характеристику: от дегрессивной через линейную до прогрессивной.

При ходе сжатия небольшое количество жидкости устремляется обратно через кольцевой зазор S_4 на цапфе Z_2, основная же часть проходит через канал B_2 большего диаметра расположения, приподнимая диск клапана *5*. Этот тонкий диск, служащий только обратным клапаном, центрируется своим отверстием и обычно осуществляет уплотнение по кромкам K_2 и K_3. Нагрузку создает мягкая коническая пружина *4*, опирающаяся вверху на стопорную шайбу *3* с вырезом для монтажа на шток. Эта шайба одновременно служит упором и предотвращает слишком большое открывание клапана при высоких скоростях поршня.

Для уменьшения трения между цилиндром *1* и поршнем *9* фирма «Боге» на некоторых моделях амортизаторов заменяет поршневое кольцо *6* тонким кольцом *2* со ступенчатым замком K_4 (рис. 1.76). Это кольцо изготовлено из тефлона, усиленного наполнителем, и осуществляет одновременно уплотняющие и направляющие функции. В качестве верхней его опоры служит чашка *1*, охватывающая обратный клапан.

Несколько по-иному устроен клапан отбоя, который устанавливает фирма «Фихтель и Закс» в свой новый двухтрубный амортизатор S32 (рис. 1.77). Поршень *5* здесь также закрепляется на штоке *1* гайкой *11*, но одновременно с этим крепятся клапан перепуска (поз. *2*, *4*), опорное кольцо *10*, упругий диск *8* и дроссельный диск *7*. Последний имеет ряд окон, расположенных веером, площадь которых можно варьировать для получения желаемой характеристики этого постоянного дросселя. Жидкость устремляется вначале через отверстия B_1, затем через указанные окна и при более высоких скоростях приподнимает, преодолевая усилие преднатяга пружины *12* и упругого диска *8*, дроссельный диск *7* от его плоского седла. Кольцо *9* служит только для опоры пру-

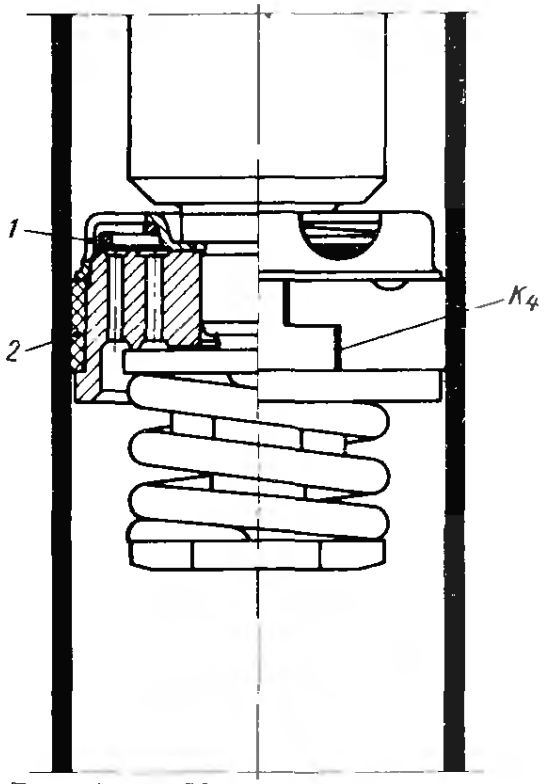


Рис. 1.76. Имеющий малое трение поршень фирмы «Боге» с разрезным тефлоновым уплотнительным кольцом *2*

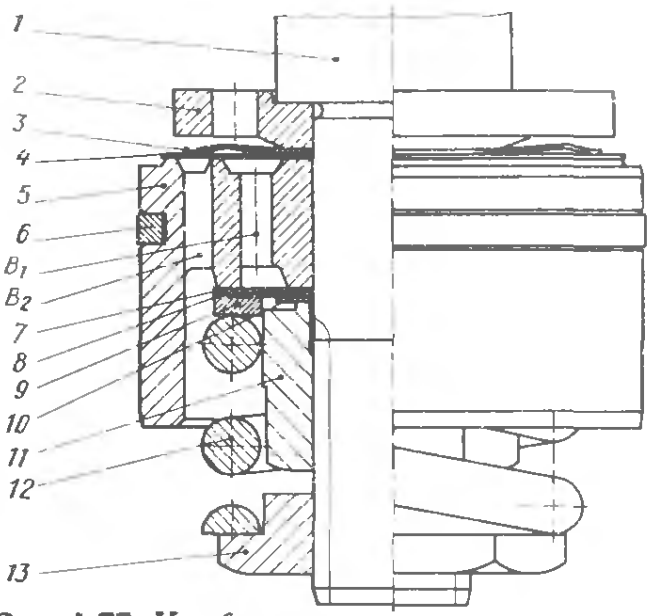


Рис. 1.77. Комбинация клапанов на поршне, применяемая фирмой «Фихтель и Закс» в двухтрубных амортизаторах S32. Аналогичная конструкция используется и на амортизаторах S26 и S30

жины *12*. Такая конструкция дает еще больше возможностей для влияния на характеристику демпфирования при отбое:

толщина дроссельного диска *7* и площадь его окон;
жесткость и преднатяг винтовой пружины *12*;
толщина упругого диска *8*;
диаметр и толщина опорного кольца *10*, а также сечение и число отверстий B_1.

При опускании поршня и здесь небольшое количество жидкости устремляется обратно через постоянный дроссель, основная же ее часть проходит через отверстия B_2 и приподнимает диск *4* клапана перепуска, нагруженный небольшим усилием упругого диска *3*. Слишком большое открывание этого клапана (связанное с перенапряжением материала) предотвращается упорной шайбой *2* с уступом, зажатой на штоке *1*.

1.7.3. Клапаны сжатия двухтрубных амортизаторов для легковых автомобилей

Установленные на поршне сверху и показанные на рис. 1.75 и 1.77 детали *3—5* и *2—4* соответственно представляют собой всего лишь перепускной клапан. Как описано в конце п. 1.2.1, усилия сопротивления при сжатии создаются в первую очередь размещенным в нижней части амортизатора донным клапаном (деталь *3* на рис. 1.5). На рис. 1.78 показан в разрезе донный клапан, устанавливаемый фирмой «Боге» в амортизаторы *T27* и *T32*. Корпус *5* клапана имеет отверстия B_1, через которые подсасывается жид-

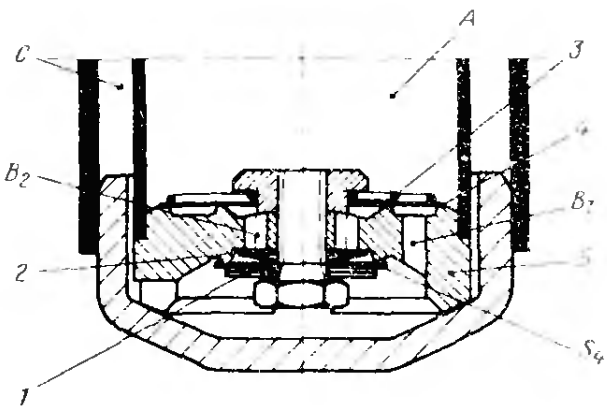


Рис. 1.78. Донный клапан двухтрубных амортизаторов Т27 и Т32 фирмы «Боге»

кость, когда при ходе отбоя колеса поршень движется вверх и необходимо компенсировать объем выдвигаемого штока. Нагруженный конической пружиной *3* диск *4* при этом приподнимается.

При вдвигании поршня жидкость вытесняется, чем создается нагрузка на клапан сжатия. Последний состоит из набора упругих дисков *1*, самый верхний из которых имеет окна S_4, служащие в качестве постоянного дросселя. С помощью диаметра отверстий B_2, количества и толщины упругих дисков, а также площади окон S_4 можно достичь желаемой регулировки. Постоянный дроссель, однако, имеет тот недостаток, что при стоянке жидкость стекает из рабочей полости *A*, где она имеет более высокий уровень, в компенсационную полость *C* (показано на рис. 1.6). И хотя спустя некоторое время после начала движения автомобиля рабочее состояние в амортизаторе восстанавливается, этот период связан с неприятными шумами и получил название «утренней болезни». Пока не будет удален воздушный пузырь в верхней части рабочей полости, при ходе отбоя колес происходит резкий удар жидкостного столба в направляющую штока. Диаграмма в этом случае будет соответствовать показанной на рис. 1.58. Чтобы избежать возникающих таким образом шумов, фирма «Боге» предусматривает разделительный клапан *2*. Он устанавливается перед набором упругих дисков *1*, перекрывает отверстия *B* и предотвращает тем самым стекание жидкости.

Характеристика сопротивления при сжатии определяется совместным действием донного клапана и кольцевого зазора S_4 (см. рис. 1.75) между цапфой Z_2 и тарелкой *7* клапана, а также перепускного клапана *5*, установленного на поршне и осуществляющего уплотнение по кромкам K_2 и K_3. Сюда же следует отнести угловые каналы *E* и *G* для выхода воздуха на периферии направляющей (см. рис. 1.16), которые тоже образуют постоянный дроссель, а также кольцевой зазор S_1 между штоком и отверстием направляющей. Чтобы обеспечить интенсивное смазывание, в значительной мере предотвратить вспенивание жидкости и улучшить ее охлаждение за счет циркуляции, в верхней части рабочей полости (т. е. между поршнем *2* и направляющей штока, см. рис. 1.5) всегда должно быть более высокое внутреннее давление, чем между поршнем и донным клапаном *3*. В связи с этим донный клапан должен оказывать большее сопротивление вытесняемой жидкости, чем перепускной клапан объему жидкости, проходящей через поршень. При этом важно взаимное согласование всех постоянных дросселей (см. также п. 1.2.3).

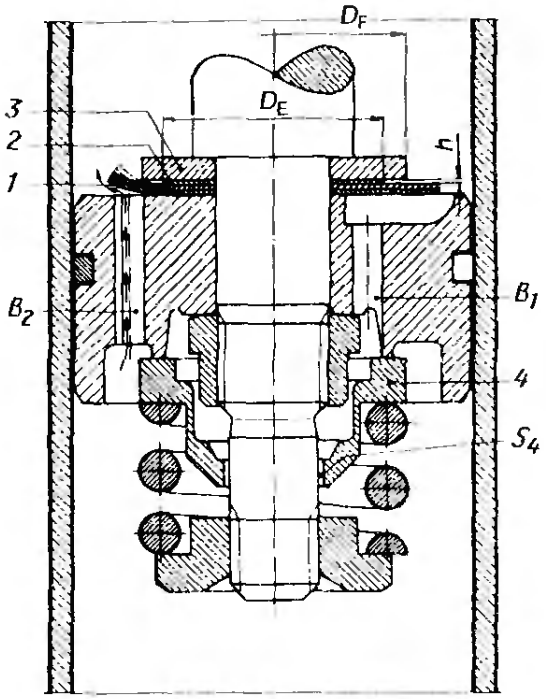


Рис. 1.79. Усиленный перепускной клапан, применяемый фирмой «Боге» в двухтрубных амортизаторах Т27 и Т32 для повышения усилия сжатия, который устанавливается на верхнем торце поршня вместо обычного перепускного клапана

Если поршень имеет диаметр 27 мм, а шток — 11 мм, то площадь жидкостного столба, нагружающего клапан отбоя, составляет $A_Z = 478$ мм², в то время как работу клапана сжатия определяет лишь сечение штока, которое в этом примере составляет 95 мм².

Устранить этот недостаток можно было бы применением более толстого штока, что связано, однако, с увеличением стоимости и бóльшим диаметром компенсационной полости, которая требует и больше жидкости для заполнения. Фирма «Боге» предлагает для второго своего амортизатора Т32, приводимого в табл. 1.1, штоки диаметром 15 мм; амортизаторы для тяжелых грузовиков и направляющие стойки имеют штоки еще большего диаметра — от 18 до 28 мм (см. гл. 2).

Применение экономически выгодного 11-миллиметрового штока при необходимости более сильной регулировки сжатия привело бы к повышению внутреннего давления сверх допустимых пределов (см. рис. 1.29). Чтобы избежать этого, можно вместо клапанного диска *5* на поршне создать дополнительный клапан сжатия*; на рис. 1.79 показана соответствующая конструкция, применяемая фирмой «Боге». При движении поршня вверх (ход отбоя) жидкость обтекает снаружи клапанные диски *1*, проходит через отверстия B_1 и нагружает как постоянный дроссель S_4, так и тарелку *4* клапана. При ходе сжатия небольшая часть жидкости возвращается обратно через зазор S_4; основной же объем проходит мимо клапана отбоя через отверстия B_2, приподнимая при этом наружные кромки клапанных дисков *1*, плотно прилегающих к поршню. При такой конструкции сопротивление при сжатии определяют следующие параметры:

при малой скорости поршня — площадь S_4 и остальные открытые сечения;

при средней — толщина и количество дисков *1*, а также диаметр D_E опорного диска *2*;

при большой скорости — толщина этого диска *2* и диаметр D_F ограничительной шайбы *3*.

---

* *Усиленный перепускной клапан. — Прим. ред.*

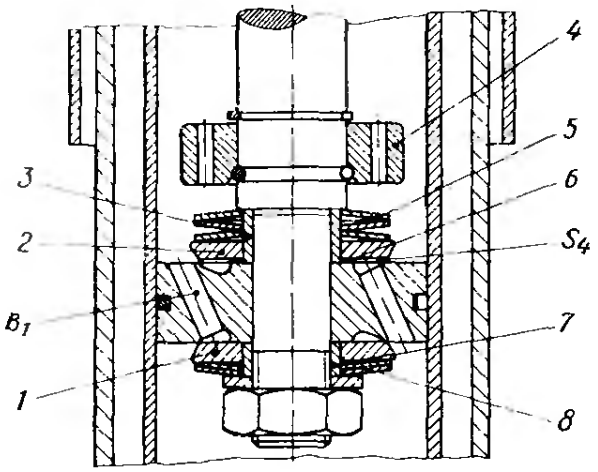


Рис. 1.80. Клапанные пластины, нагружаемые тарельчатыми пружинами, установленные на поршне двухтрубного амортизатора T55 фирмы «Фихтель и Закс», предназначенного для тяжелых грузовых автомобилей

1.7.4. Клапаны двухтрубных амортизаторов для грузовых автомобилей

С целью придания компактности и необходимости размещения на поршне дополнительного клапана сжатия клапаны двухтрубных амортизаторов фирмы «Фихтель и Закс» имеют несколько иную конструкцию (рис. 1.80). Пластина *1* перекрывает отверстия B_1, создавая сопротивление при ходе отбоя; необходимое давление прижатия к плоскому торцу поршня осуществляют тарельчатые пружины *8*. Величина преднатяга, а также максимальное перемещение пластины определяются длиной дистанционной втулки *7*. Зазор S_4, созданный на клапане сжатия дистанционной шайбой *6*, образует постоянный дроссель. Эта шайба удерживает пластину *2* клапана на определенном расстоянии от поршня. Прижатие этой пластины и ограничение ее перемещения осуществляется тарельчатыми пружинами и дистанционной втулкой (поз. *5* и *3*). Выше этого клапана можно видеть поршень *4* гидравлического буфера отбоя, показанного на рис. 1.98 и описанного в конце п. 1.13.1. На амортизаторах фирмы «Боге», предназначенных для грузовых автомобилей, гидробуфер отбоя имеет другую конструкцию. Она показана на рис. 1.100 вместе с клапанами поршня.

1.7.5. Клапаны газонаполненных однотрубных амортизаторов

Клапаны, применяемые фирмами «Бильштайн», «Боге», «Фихтель и Закс» и «Кони» в однотрубных системах для обоих направлений, похожи на те, что устанавливаются в двухтрубных амортизаторах для грузовых автомобилей. Для сокращения длины амортизатора требуются еще более компактные конструкции. При выдвигании штока жидкость устремляется мимо расположенного сверху клапана сжатия через косые отверстия к клапану отбоя (рис. 1.81). Усилия сопротивления определяются как толщиной и количеством клапанных дисков, так и диаметром опорной шайбы и размерами постоянного дросселя. Последний создается самым нижним диском клапана сжатия, который не полностью перекрывает косые отверстия (рис. 1.82). При вдвигании поршня бо́льшие по диаметру диски этого клапана нагружаются (в отличие от двухтрубного амортизатора) полным жидкостным столбом, что позволяет лучше препятствовать подскакиванию колес без ухудшения плавности хода.

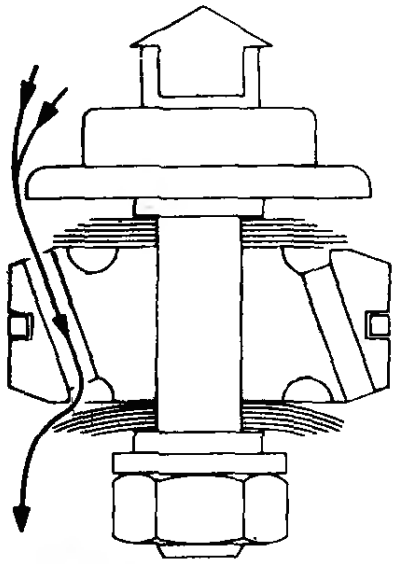


Рис. 1.81. Компактный дисковый клапан отбоя, применяемый почти на всех однотрубных амортизаторах

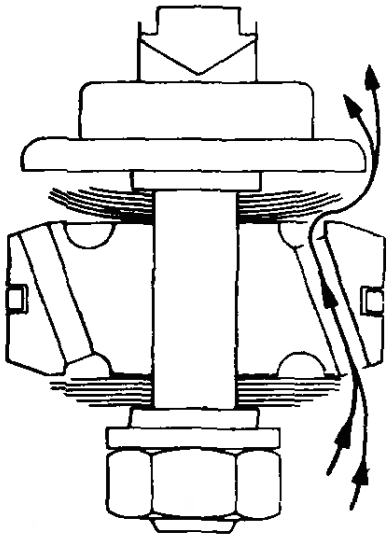


Рис. 1.82. Дисковый клапан сжатия в однотрубных амортизаторах

В некоторых моделях фирма «Бильштайн» предусматривает одно или несколько дополнительных отверстий в качестве постоянного дросселя (рис. 1.83), которые позволяют более стабильно обеспечить предусмотренные усилия демпфирования, особенно при малых скоростях поршня. Во избежание влияния на регулировку амортизатора и при однотрубной системе в качестве уплотнения между поршнем и стенкой цилиндра служит поршневое кольцо (см. рис. 1.30 и 1.35).

Поскольку обычно преднатяг дисков как в клапане отбоя, так и в клапане сжатия отсутствует (или почти отсутствует), то это позволяет легко получить линейную и прогрессивную характеристику; для осуществления же дегрессивной требуется определенное усложнение конструкции. Для возможности получения характеристики любой формы фирма «Боге» разработана представленный на рис. 1.84 клапан с волнистой пружиной. В нем имеются два клапанных диска, обладающих свободной подвижностью: нижний *9* — для получения усилий отбоя, верхний *6* — для получения усилий сжатия; оба лишь центрируются по дистанционным втулкам *2* и *7*. Нагрузка воспринимается одной или несколькими волнистыми пружинами *1* и *3*, которые имеют характеристику вначале линейную, а затем переходящую в прогрессивную (что обусловлено формой пружины в конце упругого хода). Кроме того, на них (как на винтовых пружинах, см. рис. 1.75) можно создать преднатяг, величина которого зависит от длины втулок *2* и *7*. Тарелки *10* и *5*, которые вместе с поршнем *8* крепятся гайкой на ступенчатом конце штока *4*, служат для опоры волнистых пружин и ограничения хода клапанных дисков.

Наличие дополнительного донного клапана в безнапорных двухтрубных амортизаторах (а также в стойках низкого давления, см. п. 2.3.6) дает возможность работать с постоянными дросселями различной эффективности на отбое и сжатии и получать за счет

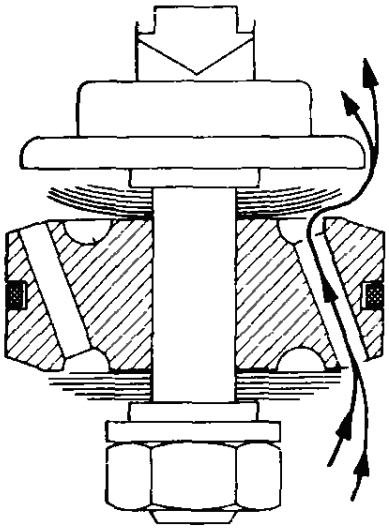


Рис. 1.83. Фирма «Бильштайн» в некоторых моделях предусматривает дополнительное отверстие в качестве постоянного дросселя. Через него и при ходе сжатия (как показано), и при ходе отбоя проходит определенный объем жидкости

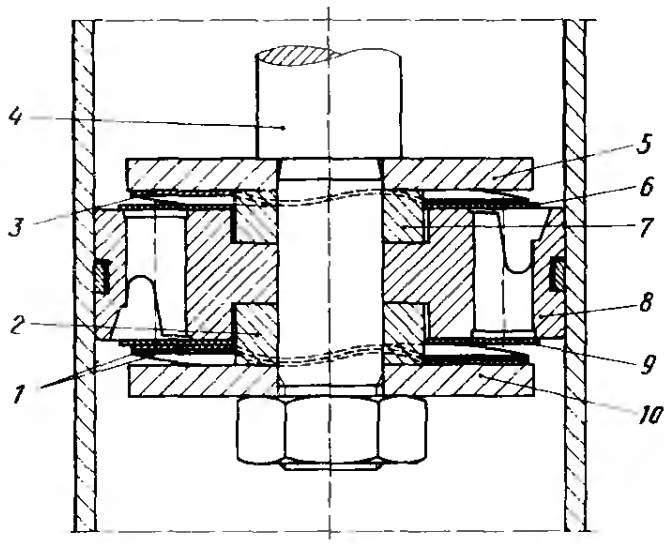


Рис. 1.84. Клапан с волнистой пружиной, разработанный фирмой «Боге», объединяет в себе преимущество клапана с упругими дисками — компактность в осевом направлении — и преимущество клапана с винтовой пружиной, позволяющего легко получить любую желаемую характеристику демпфирования. Шток *4* выдвигается вверх

этого оптимальную характеристику демпфирования в обоих направлениях. Однотрубные же амортизаторы имеют, как показано на рис. 1.70, только одно единственное проходное сечение, которое в равной степени влияет на силы сопротивления как при отбое, так и при сжатии. Для устранения этого недостатка и улучшения возможности получения дегрессивной характеристики фирма «Монро» разработала так называемый амортизатор

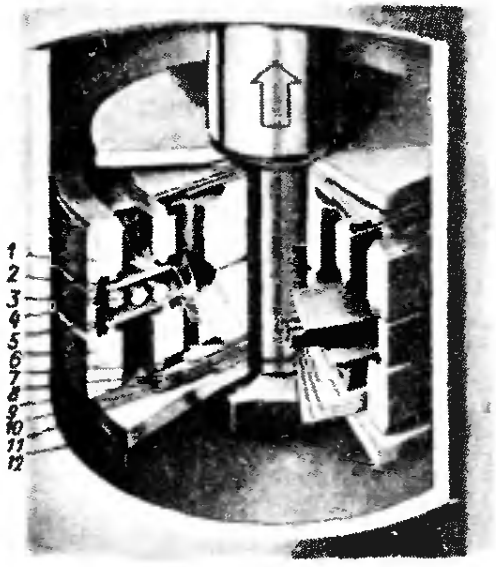


Рис. 1.85. Ход отбоя подвески вызывает в амортизаторе с двойным поршнем фирмы «Моиро» срабатывание как клапана опережающего открытия *2*, так и собственно клапана отбоя (поз. *7—10*)

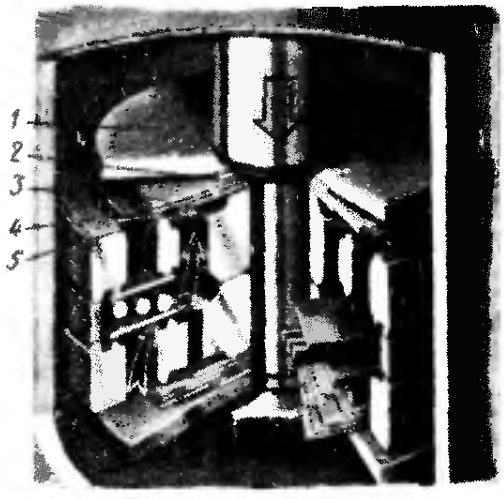


Рис. 1.86. При ходе сжатия подвески срабатывают вместе клапан опережающего открытия *5* на рис. 1.85 и клапан сжатия *3—5*

с двойным поршнем (см. рис. 1.39). На нижней цапфе штока установлены не один, как обычно, а два почти одинаковых поршня *1* и *6* (рис. 1.85). Между ними, кроме поршневого кольца *3*, осуществляющего уплотнение относительно цилиндра, расположен еще дополнительный клапан опережающего открытия. Он состоит из дисков *2* и *5*, которые прижимаются небольшим усилием конической пружины *4* к уплотнительным кромкам верхнего и нижнего поршней. Эти диски не имеют никаких открытых проходных сечений и поэтому в состоянии покоя осуществляют полную герметизацию.

При малых скоростях поршня на ходе отбоя жидкость, проходящая вниз через внешние отверстия в поршне *9*, вначале приподнимает диск *2* клапана опережающего открытия. После этого жидкость проходит через окна самого верхнего упругого диска *7* — постоянный дроссель — в нижнюю часть рабочей полости. Если рабочая скорость увеличивается, то все диски *7—10* клапана отбоя отгибаются от поршня. При больших ходах и высоких скоростях эти детали прижимаются к ограничительной шайбе *12*. Обусловленная этим степень открытия упругих дисков *7—10*, а также диаметр и толщина опорного диска *11* определяют дросселирование масла на высоких скоростях, образуя требуемые усилия сопротивления. Кроме того, шайба *12* предохраняет диски клапана от перегрузки (см. также рис. 1.100). При экстремальной нагрузке на величину усилий при отбое влияет еще количество проходных отверстий в поршне *6* и их размер.

Если колесо совершает ход сжатия и поршень перемещается вниз, то диск *5* клапана опережающего открытия отходит от поршня *6* и жидкость проходит через окна самого нижнего диска *5* (рис. 1.86), образующие постоянный дроссель. При больших скоростях вступают в действие упругие диски *3* и *4* клапана сжатия. Для ограничения перемещения и оптимизации регулировки здесь также предусмотрены ограничительная шайба *1* и опорный диск *2*. Для наглядности во всех конструкциях, показанных в п. 1.7, шток выдвигается вверх.

1.8. ВНЕШНЯЯ РЕГУЛИРОВКА КЛАПАНОВ

1.8.1. Двухтрубный амортизатор фирмы «Кони»

Клапаны всех вышеописанных конструкций регулируются при сборке таким образом, чтобы регулировочный параметр укладывался в допускаемый диапазон, оговоренный между изготовителями автомобиля и амортизатора (см. п. 1.12.4). Неразборная конструкция амортизатора делает невозможной последующее изменение регулировки. Чтобы предоставить возможность водителям-спортсменам изменять демпфирование по собственному желанию, голландская фирма «Кони» стала выпускать двухтрубный амортизатор с внешней регулировкой. В этой конструкции, носящей обозначение «*Special D*» («Специаль Д»), можно за счет отно-

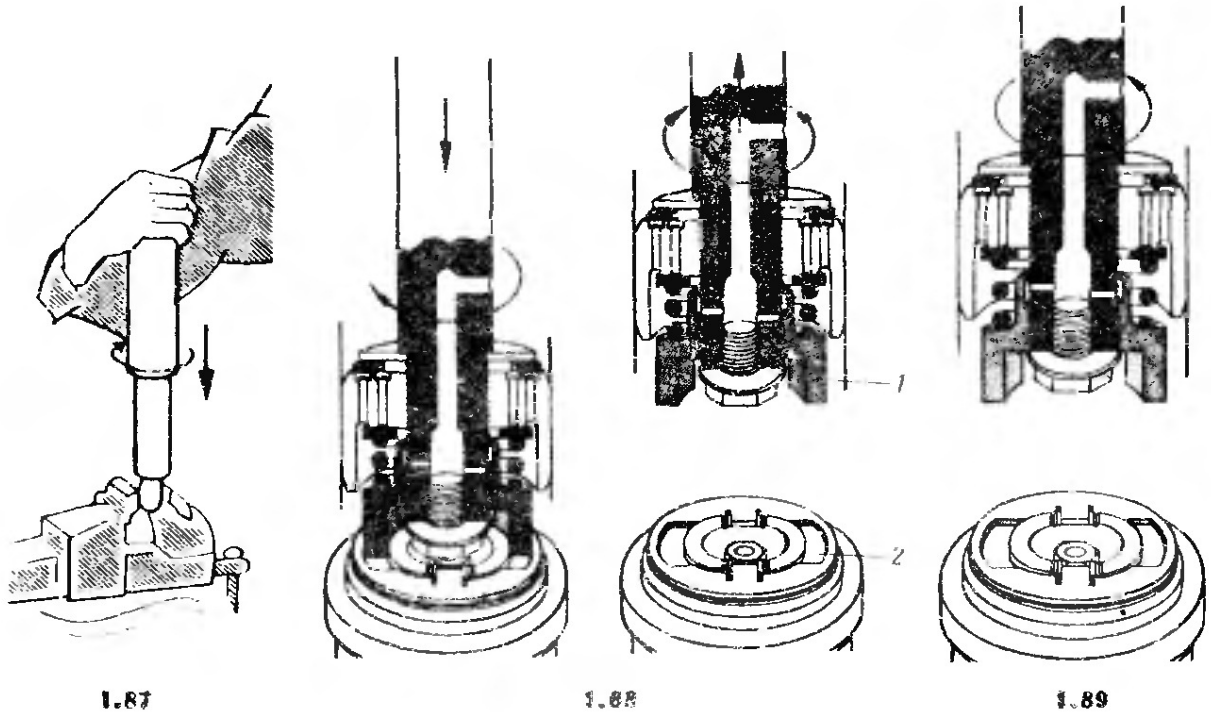


Рис. 1.87. В двухтрубном амортизаторе фирмы «Кони» можно в определенных пределах изменить регулировку клапана отбоя за счет относительного поворота установочных элементов при сжатом положении амортизатора

Рис. 1.88. Два предусмотренных на гайке клапана выступа *1* при полностью сжатом амортизаторе входят в выемки *2* донного клапана

Рис. 1.89. В регулируемом двухтрубном амортизаторе фирмы «Кони» постоянный дроссель образуется поперечным отверстием над поршнем, продольным каналом и двумя ниже расположенными калиброванными отверстиями. Последние для обеспечения правильного функционирования расположены на различной высоте

сительного поворота обоих установочных элементов амортизатора при сжатом его положении изменить в определенных границах регулировку клапана отбоя при одновременном уменьшении открытых проходных сечений постоянного дросселя (рис. 1.87). На гайке, служащей для затяжки пружины клапана имеются для этой цели два выступа *1*, которые как показано слева на рис. 1.88, при вдвинутом штоке входят в выемки *2* донного клапана. За счет поворота по часовой стрелке гайка завинчивается, и усилие сопротивления клапана возрастает.

Установленный на поршне клапан отбоя похож на клапан фирмы «Боге» на рис. 1.75, только постоянный дроссель выполнен по-другому. В амортизаторе «Кони» он образуется четырьмя отверстиями (рис. 1.89), три из которых расположены в поперечном направлении, причем одно над поршнем и два (строго определенного диаметра) под поршнем. Продольное отверстие соединяет эти три поперечных канала и закрыто снизу болтом. Последний служит одновременно ограничителем для гайки клапана, предохраняя ее от отворачивания при регулировках. При навинчивании гайки на шток не только увеличивается натяг пружины, но и перекрывается сначала нижнее поперечное отверстие,

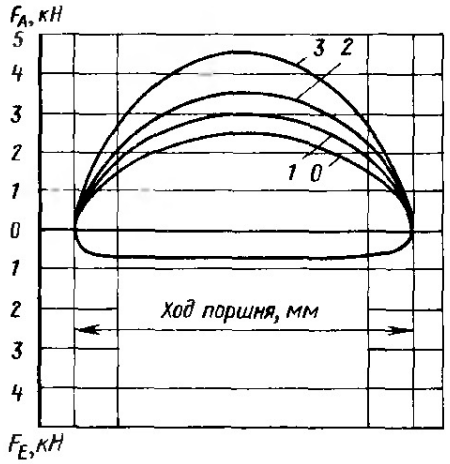


Рис. 1.90. Повышение усилий сопротивления при отбое на амортизаторе «Кони» в зависимости от регулировки. Влияние на усилия сжатия проявляется только при малых скоростях поршня:

0 — без регулировки; *1* — регулировка на один оборот; *2* — регулировка на два оборота; *3* — регулировка на три оборота

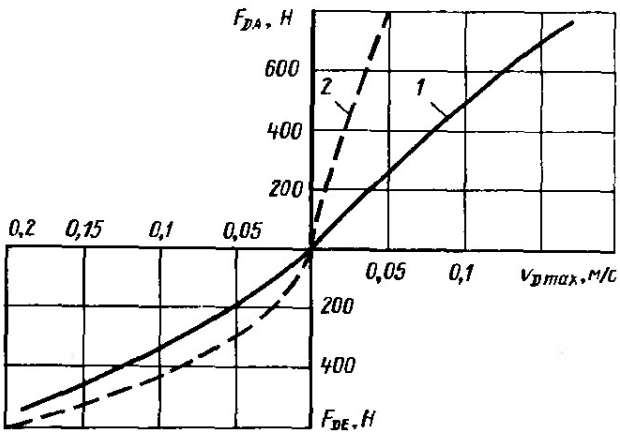


Рис. 1.91. Изменение усилий отбоя F_A и сжатия F_E при малых скоростях поршня v_D, замеренное на двухтрубном амортизаторе фирмы «Кони» в зависимости от регулировки. За счет почти полного закрытия постоянного дросселя при предельной регулировке усилия отбоя возрастают круто и почти линейно, а усилия сжатия увеличиваются дегрессивно. При более высоких скоростях дроссель уже не оказывает влияния на усилия сжатия:

1 — основная регулировка; *2* — предельная регулировка

а потом и вышерасположенное, т. е. постоянный дроссель вначале уменьшается, а затем почти полностью закрывается. Этим достигается принудительное направление все большего количества жидкости через клапан отбоя, который к тому же получает усиленную регулировку. Таким образом, усиление демпфирования в этом направлении осуществляется за счет двух факторов.

На рис. 1.90 показано увеличение усилий сопротивления в зависимости от ступени регулировки: один — три оборота относительного поворота установочных элементов амортизатора. Уменьшение постоянного дросселя, полученное навинчиванием гайки клапана, при малых скоростях поршня оказывает действие также и на сопротивление при ходе сжатия. То минимальное количество жидкости, которое при вдвигании поршня перетекало бы через открытое отверстие, теперь вынуждено проходить через дисковый клапан, расположенный сверху на поршне. На рис. 1.91 показано увеличение усилий амортизатора «Кони» в направлении отбоя и сжатия в зависимости от регулировки клапанов, замеренное при малых ходах и усилиях до 800 Н. Особенно улучшает контакт колес с дорогой начальный прирост характеристики сжатия (см. рис. 1.67).

Регулировка амортизаторов на автомобиле — после освобождения верхнего или нижнего крепления — сравнительно проста и может быть быстро проведена, однако таит в себе опасность, что амортизаторы одной подвески после этого не будут совпадать по регулировке. Чтобы действовать с уверенностью, необходимо

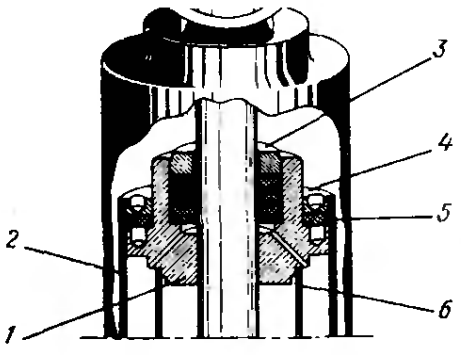


Рис. 1.92. В амортизаторах «Специаль Д» фирма «Конн» предусматрнвает уплотнение в внде набивной втулкн, которое можно поджимать крышкой *3*. Этот амортнзатор можно разобрать, вывинтив кольцо *4* н направляющую *1* штока нз резервуара

снять амортизатор с автомобиля и после регулировки проконтролнровать его усилия на испытательном стенде. В отлнчие от западногерменских изготовителей фирма «Кони» применяет уплотнение штока в виде набивной втулки (рис. 1.92). При потере герметичности можно поджать уплотнительный комплект с помощью верхией крышки *3*. Другое преимущество этого амортизатора состоит в возможности его разборки. Направляющая *1* штока имеет наружную резьбу для ввинчивания ее в резервуар *2* и зажатия цилиндра *6*. Для стопорения, а также для прижатия уплотнення *5* служит резьбовое кольцо *4*.

1.8.2. Однотрубная система

Фирма «Кони» выпускает с внешней регулировкой также газонаполненный однотрубиый амортизатор (рис. 1.93). В этом амортизаторе только клапан отбоя *7* и разделительный поршень *9* имеют такую же конструкцию, как показано на рнс. 1.30. В направляющей *2* штока, неразъемно соединенной с цилиндром *8* с помощью выдавок, установлен регулировочный палец *1*, уплотненный кольцом круглого сечения. При верхнем положении поршня этот палец, нажатый рукой, входит между двумя зубцами поводка *4*. Последиий установлен над клапаном *5* сжатня, надет с возможностью поворота иа шток *3* н захватывает язычком самый нижний, также поворотный, упругий диск клапана *5*. В отличие от обычиых — круглых — дисков, этот нмеет внешний выступ протяженностью около 180°. Если прн нажатом пальце *1* повернуть шток *3* относительно цилиндра по

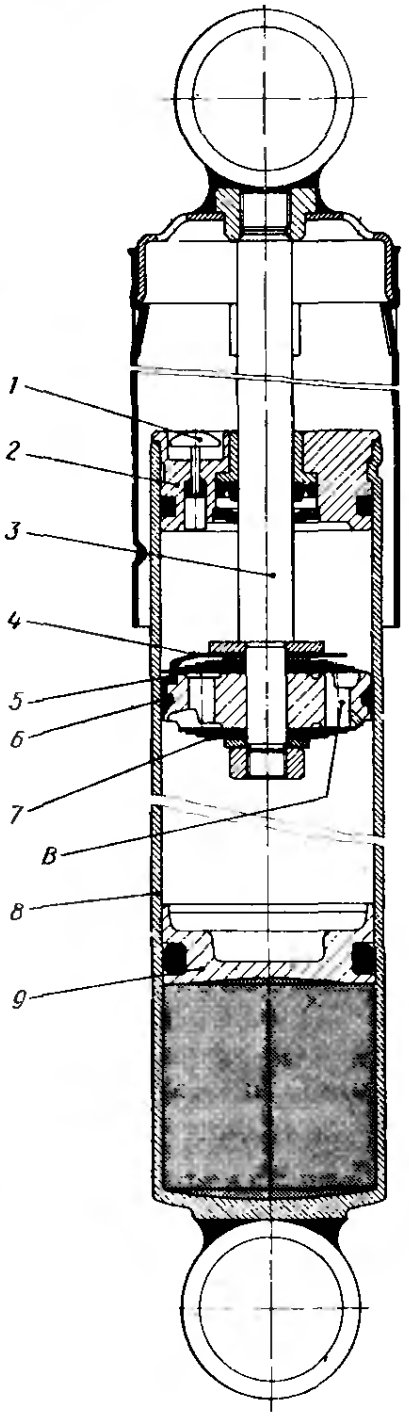


Рис. 1.93. Газонаполненный амортизатор фирмы «Коин» с внешней регулнровкой, имеющий поршневое кольцо н направляющую из тефлона. Нажатнем на регулнровочный палец н поворотом выдвинутого штока по часовой стрелке можно нзменить регулнровку клапана отбоя на более жесткую

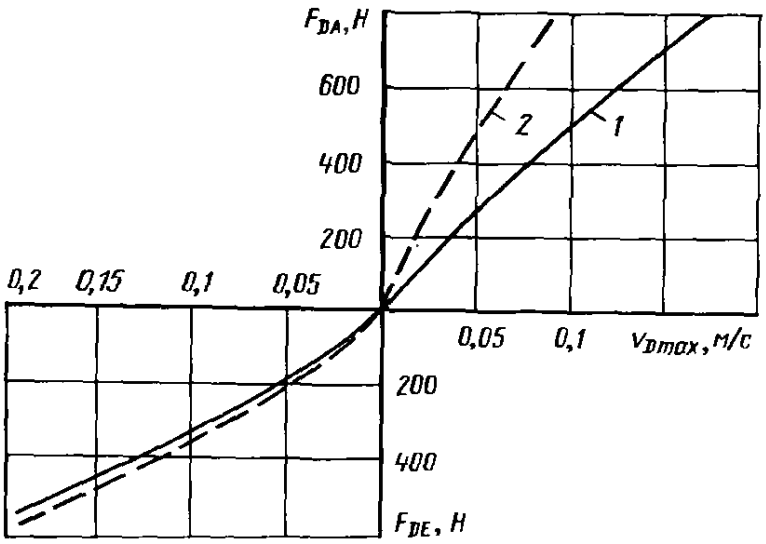


Рис. 1.94. Характеристика газонаполненного амортизатора фирмы «Кони» с регулировкой от нормальной до жесткой, снятая при малых скоростях поршня:

1 — основная регулировка; *2* — предельная регулировка

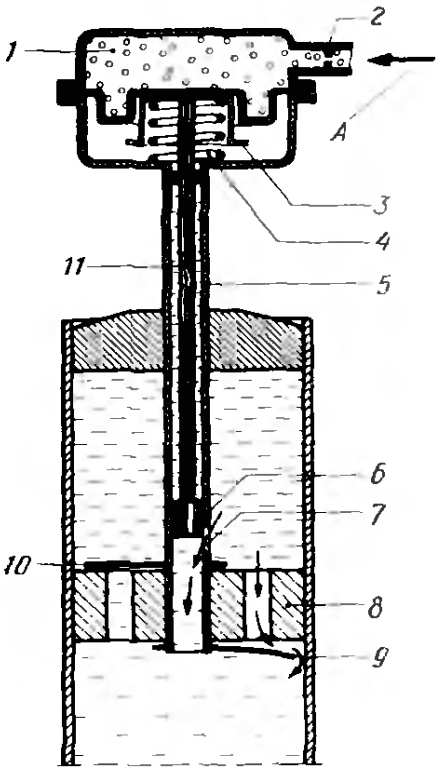


Рис. 1.95. Схема амортизатора фирмы «Бильштайн» с регулированием дросселя в зависимости от нагрузки. Нагружение может осуществляться давлением воздуха или масла; возможно также перемещение поршня *6* с помощью троснка. Такая регулировка, серийно применявшаяся на автомобиле «Даймлер-Бенц 600», позволяла изменять усилие сопротивления во время движения:

A — от пневматического упругого элемента

часовой стрелке, то этот выступ уменьшает число отверстий *B*, которые при ходе отбоя (движении поршня вверх) подводят жидкость к клапану отбоя *7*. Фирма предусматривает четыре ступени регулировки. Зазор между поршнем и стенкой цилиндра, сравнимый по действию с постоянным дросселем и влияющий на регулировку (см. рис. 1.72), уменьшен в этом амортизаторе установкой тефлонового кольца *6*, одновременно снижающего и трение. Это кольцо прижимается к стенке цилиндра установленным внутри кольцом круглого сечения.

На рис. 1.94 показаны характеристики такого амортизатора, снятые только при малых скоростях поршня, где хорошо видно увеличение усилий отбоя в этом нижнем диапазоне в 1,7 раза, если верхняя часть амортизатора повернута от нормального положения по часовой стрелке до упора. Усилия на ходе сжатия при этом почти не изменяются.

На обоих описанных амортизаторах фирмы «Кони» регулировка может быть изменена только после снятия или освобождения одного установочного элемента. Фирма «Бильштайн» так изменила внутренние детали газонаполненного амортизатора специального исполнения, что водитель может осуществлять регулировку во время движения. Схематическое изображение его дано на рис. 1.95, описание приведено в конце п. 1.9.1.

1.9. ПОВЫШЕНИЕ ДЕМПФИРОВАНИЯ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ НАГРУЗКИ

1.9.1. Дроссельное регулирование (система фирмы «Бильштайн»)

На грузовых автомобилях высокая нагрузка еще в большей степени осложняет выбор параметров подвески, чем на легковых. Если осуществляется перевозка людей или чувствительных грузов, то должна быть обеспечена достаточная плавность хода, чтобы гарантировать их транспортирование без сотрясений независимо от нагрузочного состояния. Если регулировка амортизаторов рассчитана на полную нагрузку, то при малой нагрузке подвеска будет слишком жесткой. Амортизаторы, усилия отбоя и сжатия которых рассчитаны на среднюю нагрузку, не смогли бы достаточно быстро погасить колебания полностью нагруженного автомобиля. Уравнение демпфирования позволяет легко обнаружить эти взаимосвязи:

$$D_2 = k_{II}/(2\sqrt{c_2 m_2})$$ (см. уравнение (1.2) в п. 1.4.1).

Чтобы сохранить без изменения требуемое значение $D_2 \approx 0{,}3$, нужно повышать k_{II} при увеличении подрессоренной массы m_2 или жесткости подвески c_2. При пневматической подвеске между двумя последними параметрами имеется прямая взаимосвязь. Любое увеличение нагрузки, т. е. повышение массы m_2 вызывает ход сжатия подвески, в результате чего кузов опускается. Чтобы восстановить нормальное положение, регулирующий клапан увеличивает давление в пневматических упругих элементах, что приводит к повышению жесткости подвески c_2. Это изменение давления в зависимости от нагрузочного состояния амортизаторная промышленность использует для регулирования усилий сопротивления в зависимости от нагрузки. На рис. 1.95 показана конструкция, разработанная фирмой «Бильштайн», которая позволяет бесступенчато регулировать усилия отбоя и сжатия в зависимости от внутреннего давления в упругих элементах.

Чтобы сгладить пики давления, возникающие при движении, на входе в пневмокамеру *1* имеется дроссель *2*. Повышающееся в камере *1* давление воздуха заставляет перемещаться вниз опорную тарелку *3*, нагруженную снизу пружиной *4*. Эта тарелка *3* соединена штангой *11* с регулирующим поршнем *6*, который, также опускаясь, постепенно уменьшает сечение дросселя *7* в стенке полого штока и, в конце концов, перекрывает его совсем. Вследствие этого как при подъеме, так и при опускании поршня *8* амортизатора все большее количество масла вынуждено проходить через клапан отдачи *9* или клапан сжатия *10*. На рис. 1.96 показано получающееся увеличение усилий в обоих направлениях. Перемещение штанги *11*, а с ней и регулирующего поршня *6*, может осуществляться также тросовым приводом или гидравликой. В этом случае амортизатор можно регулировать извне во

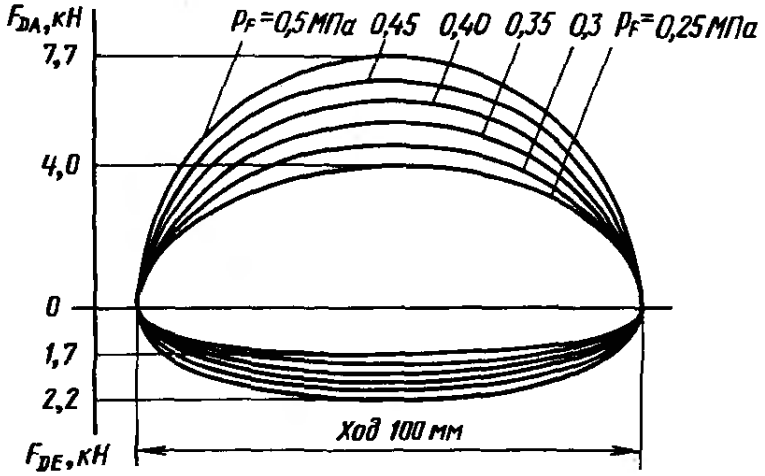


Рис. 1.96. В конструкции с регулированием дросселя фирмы «Бильштайн» усилия отбоя и сжатия амортизатора можно изменять в зависимости от давления p_F в пневматическом упругом элементе. Диаграммы сняты при $n = 100$ мин$^{-1}$, что соответствует скорости поршня 0,524 м/с

время движения. Автомобиль «Даймлер-Бенц-600», выпускавшийся до 1981 г., имел в обеих подвесках амортизаторы с такой регулировкой.

1.9.2. Регулирование силы сопротивления клапана (система фирмы «Бильштайн»)

Наряду с вышеописанным дроссельным регулированием, имеется и другая возможность воздействия только на клапан отбоя. На рис. 1.97 показано такое регулирование упругой силы на клапане, осуществленное фирмой «Бильштайн». Воздух, также поступающий через дросселированное отверстие *3*, нагружает резиновую мембрану *2* снизу, при этом штанга *4*, размещенная внутри штока *5*, приподнимается в зависимости от этого давления. На нижнем конце этой штанги *4* закреплена тарелка, кулачок *6* которой контактирует с клапаном отдачи. Чем выше давление воздуха в камере *1*, тем сильнее прижимаются диски клапана, так что их открытие при прохождении жидкости затрудняется. В результате усилия амортизатора при ходе отбоя возрастают. На клапан сжатия *7* никакого воздействия не оказывается.

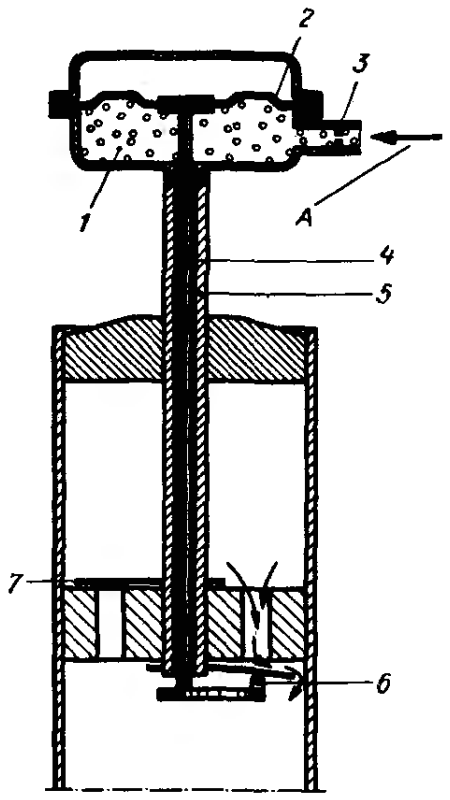


Рис. 1.97. Схема регулирования в зависимости от нагрузки, разработанная фирмой «Бильштайн» и воздействующая на упругое усилие клапана отбоя:
А — от пневматического упругого элемента

1.10. ПОВЫШЕНИЕ ДЕМПФИРОВАНИЯ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ХОДА

В п. 1.13.1 и работе [9] описаны механические буфера отбоя, которые осуществляют ограничение хода отбоя колес. Аналогичный эффект может быть получен и гидравлическим способом, а именно за счет повышения усилий сопротивления в конце хода сжатия.

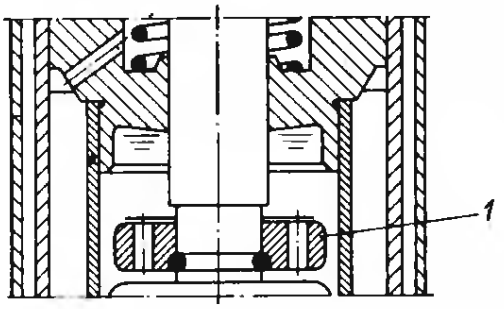


Рис. 1.98. Гидравлический буфер отбоя, применяемый фирмой «Фихтель и Закс» на двухтрубных амортизаторах для грузовых автомобилей, при диаметре поршня 30—70 мм и диаметре штока 15—25 мм:
1 — поршень буфера

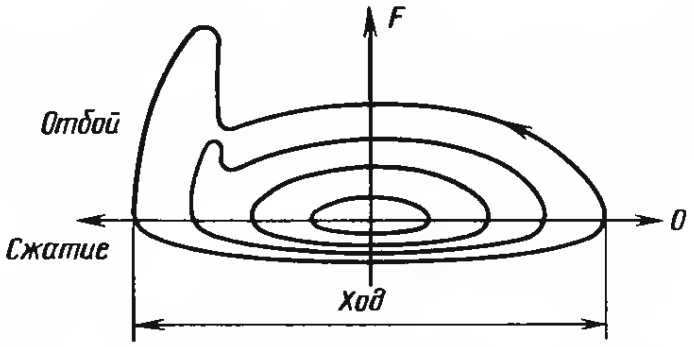


Рис. 1.99. При включении гидравлического буфера в зависимости от хода происходит сравнительно резкое возрастание усилий отбоя в конце хода

Преимущество этого способа заключается в том, что упругая энергия при этом не запасается, а поглощается.

1.10.1. Гидравлический буфер отбоя фирмы «Фихтель и Закс»

На рис. 1.98 показано решение, применяемое фирмой «Фихтель и Закс» на двухтрубных амортизаторах с диаметром поршня свыше 30 мм (см. также рис. 1.17 и 1.80). На нижнем торце направляющей штока сделана выемка определенной глубины. В нее в конце хода отбоя входит буферный поршень *1*, установленный на штоке над поршнем амортизатора. Внешний диаметр буферного поршня чуть меньше внутреннего диаметра выемки. Через оставшийся зазор выжимается находящаяся в замкнутом объеме жидкость. При этом возникает дросселирующее действие, которое резко увеличивает усилие в конце хода отбоя (рис. 1.99). Чтобы предотвратить появление разрежения при выходе буферного поршня из выемки, в нем предусмотрены отверстия, закрываемые при ходе отбоя клапанным диском. В направлении сжатия этот клапан открыт и позволяет перетекать жидкости обратно в выемку.

1.10.2. Гидравлический буфер отбоя фирмы «Боге»

Фирма «Боге» в двухтрубных амортизаторах для грузовых автомобилей применяет другой конструктивный принцип (рис. 1.100). Отверстия, подводящие жидкость к клапану отбоя *6*, выведены из поршня и перенесены в шток. В штоке имеются также поперечные отверстия *2* и *4*, продольный канал *3* и выходные отверстия *5*. Вся эта система закрывается снизу колпачком *8*, который одновременно служит для крепления на штоке упругих дисков обоих клапанов и самого поршня. При выдвигании штока сначала перекрывается направляющей *1* отверстие *2*, а затем — отверстие *4* меньшего диаметра, т. е. вначале осуществляется уменьшение подводящего сечения, а в конце хода — его закрытие.

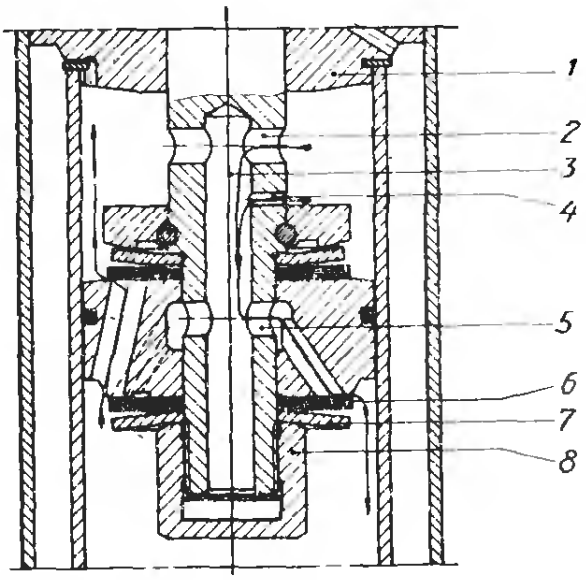


Рис. 1.100. Гидравлический буфер отбоя фирмы «Боге». Количество жидкости, подводимое к клапану отбоя *6* дросселируется в зависимости от хода. Выпуклая шайба *7* ограничивает ход упругих дисков. Клапан перепуска имеет аналогичную конструкцию, над ним установлена дополнительная шайба, служащая для жесткого ограничения хода отбоя амортизатора (стрелка вниз; ход сжатия — стрелка вверх)

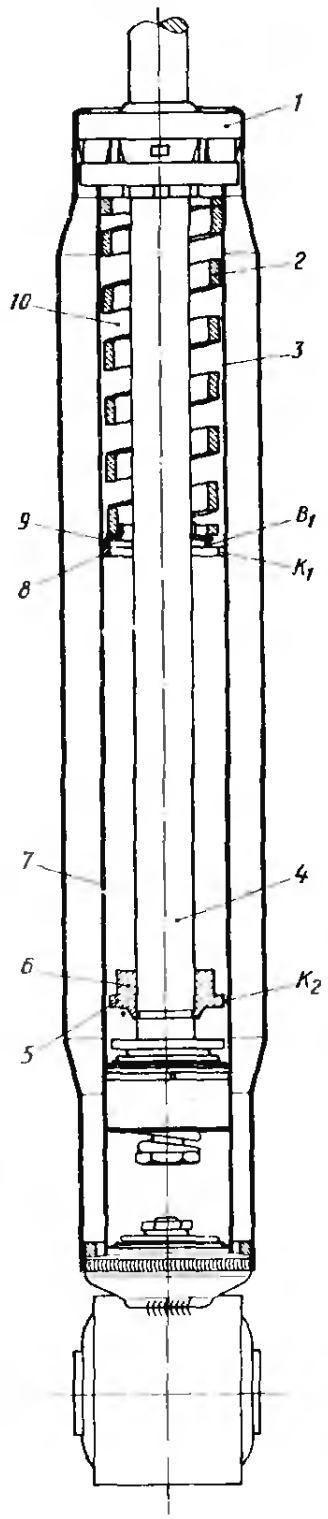


Рис. 1.101. Пружинно-гидравлический буфер отбоя фирмы «Боге» в амортизаторе T27/32. Пружина из проволоки прямоугольного сечения имеет в этом случае жесткость c = = 22 Н/мм и за счет этого может воспринимать усилия при отбое колеса. Конструкция позволяет свободно выбирать ход, при котором буфер должен включиться в работу. Буферный поршень 5/6 крепится закаткой в проточке штока и вступает в контакт в этом амортизаторе при ходе отбоя 115 мм

За счет этого количество жидкости, подводимое к клапану *6*, дросселируется в зависимости от хода, в то время как усилия отбоя изменяются в зависимости от скорости. Диаграмма при этом получает вид, показанный на рис. 1.99.

1.10.3. Пружинно-гидравлический буфер отбоя фирмы «Боге»

На двухтрубных амортизаторах для легковых автомобилей фирма «Боге» применяет пружинно-гидравлический буфер отбоя (рис. 1.101), описанный в работе [8], п. 3.5.1 в связи со стойками подвески «Макферсон». Здесь применяется пружина *2* прямоугольного сечения (или же круглого, см. рис. 1.102), которая, опираясь на направляющую *1* штока, участвует в восприятии усилий при буферном режиме. Вверху она центрируется в цилиндре *3*, а на нижнем конце имеет кольцо *9* уголкового сечения с боковыми выемками для прохода жидкости. Под ним находится свободно скользящее в цилиндре и прижимаемое силами собствен-

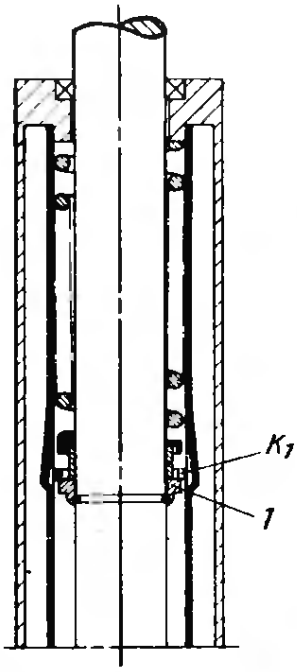


Рис. 1.102. За счет карманов, выдавленных в стенке цилиндра, можно достичь более мягкого включения гидравлического буфера отбоя. Показано применение пружины из круглой проволоки, момент прохождения поршневым кольцом K_1 области карманов и посадка этого кольца на буферный поршень *1*. Этот поршень выполнен уже не в виде одной детали с верхним пояском, а крепится на штоке с помощью проволочного стопорного кольца

ной упругости к стенкам цилиндра поршневое кольцо *8* с определенным зазором K_1 в замке. При ходе отбоя колеса верхний пояс *6* буферного поршня, закрепленного на штоке *4*, доходит до кольца *9*, и включает в работу пружину *2*. При дальнейшем ходе, величина которого зависит от высоты пояса *6*, происходит посадка поршневого кольца *8* на фланец *5* буферного поршня, чем включается в работу дополнительное гидравлическое демпфирование (показано на рис. 1.102). Зазор K_1 в замке поршневого кольца вместе с зазором K_2 между фланцем *5* и цилиндром *7* образуют точно дозированный постоянный дроссель, который, как показано на рис. 1.103, обусловливает повышение усилий отбоя в буферном режиме в зависимости от скорости и хода, а также с учетом жесткости пружины.

При ходе сжатия колеса фланец *5* буферного поршня отходит от поршневого кольца *8* и разгружаемая пружина *2* через кольцо *9* сдвигает кольцо *8* обратно в исходное положение. Жидкость может свободно перетекать

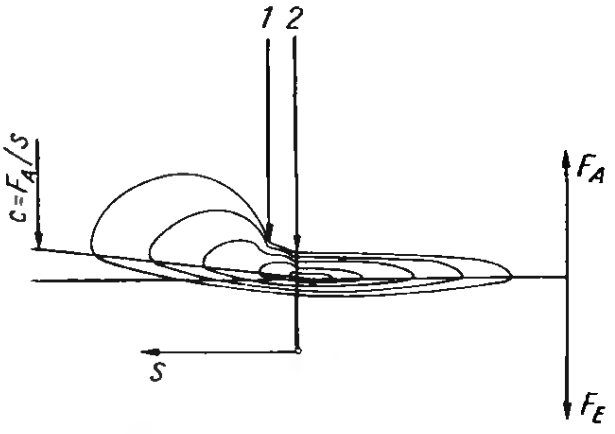


Рис. 1.103. Диаграмма двухтрубного амортизатора фирмы «Боге» с пружинно-гидравлическим буфером. Величина гидравлических и упругих сил, а также момент их включения могут выбираться независимо друг от друга:

1 — включение гидравлического дополнительного демпфирования; *2* — включение буферной пружины; *c* — жесткость пружины; *s* — упругий ход

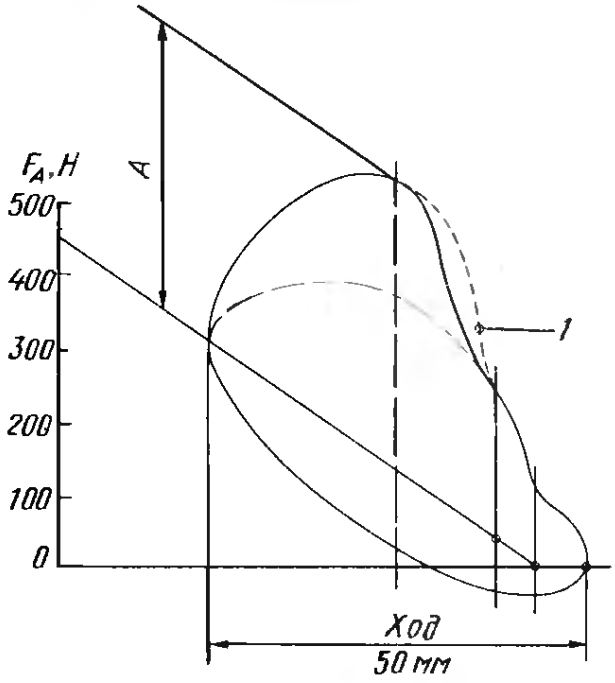


Рис. 1.104. Без карманов в цилиндре усилия отбоя F_A имеют довольно резкое возрастание на небольшом участке хода:

1 — протекание кривой без карманов; *A* — усилие гидробуфера плюс усилие отбоя

через выемки B_1 кольца *9* в верхнюю часть *10* рабочей полости. Как можно видеть на рис. 1.103, при включении гидравлического дополнительного сопротивления усилия отбоя в зависимости от хода возрастают довольно резко. За счет карманов, выдавленных в стенке цилиндра, можно создать более мягкий переход (рис. 1.102 и 1.104).

1.10.4. Демпфирование продольного крена при разгоне (система фирмы «Боге»)

Преимущественно для стоек подвески «Макферсон» фирма «Боге» применяет другую конструкцию, размещаемую в компенсационной полости *R* (рис. 1.105), которая обеспечивает особенно мягкий переход и имеет целью за счет ступенчатого повышения сопротивления отбоя уменьшить ход отбоя передней подвески при разгоне автомобиля. Цилиндр *Z* имеет два отверстия B_1 и B_2, расположенные на определенной высоте, которые в нормальном положении закрыты натянутым шлангом *3*, прилегающим к цилиндру своими концевыми участками. При верхнем положении поршня, показанном на рис. 1.105, этот шланг препятствует

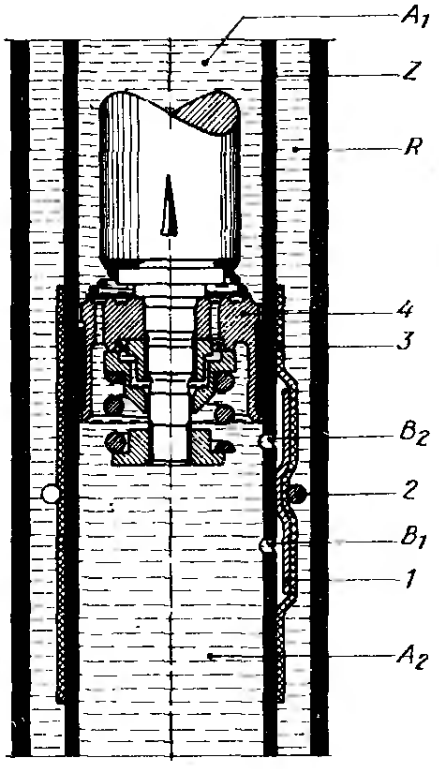


Рис. 1.105. Воздействие на усилие отбоя в зависимости от хода посредством двух отверстий в цилиндре. Конструкция разработана фирмой «Боге» для направляющих стоек, но может быть использована и в двухтрубных амортизаторах

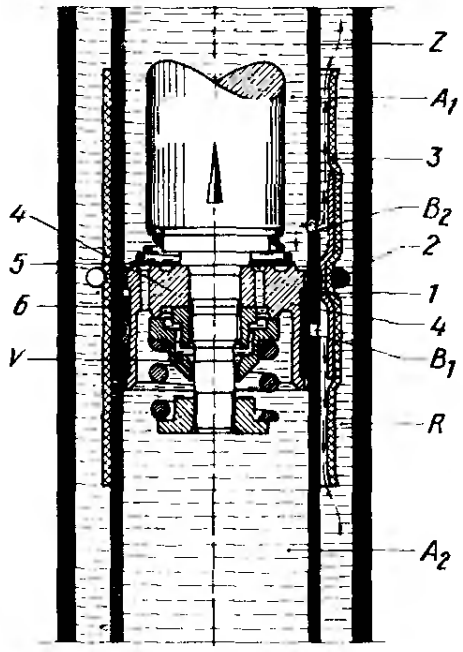


Рис. 1.106. Под действием внутреннего давления между поршнем и направляющей штока масло при ходе отбоя перетекает через одно или оба отверстия B_1 и B_2 из рабочей полости A_1 в компенсационную полость *R*, отжимая от цилиндра шланг *2*, служащий в качестве клапана

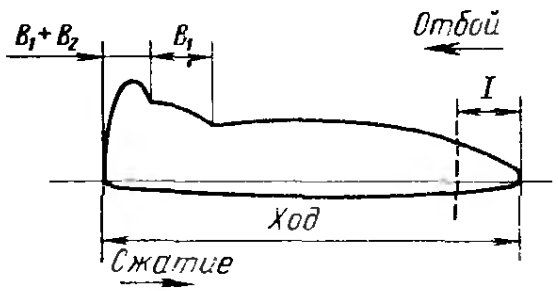


Рис. 1.107. На диаграмме хорошо видно мягкое включение (в конце хода) повышения сопротивления отбоя с пологим подъемом кривой:

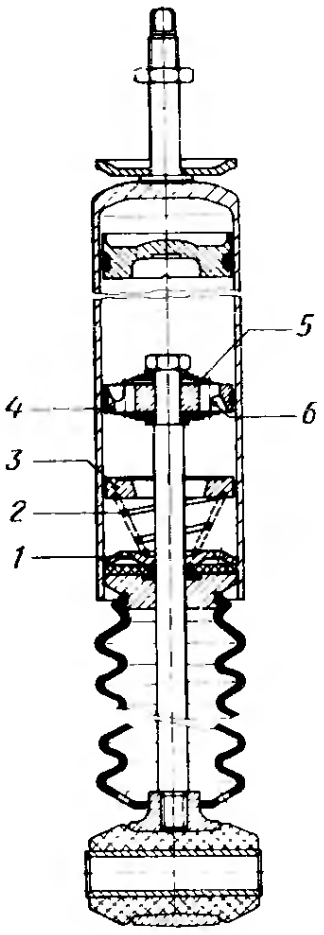
B_1 — перекрытие нижнего отверстия; $B_1 + B_2$ — перекрытие обоих отверстий

проникновению воздуха в рабочую полость A_2. Такое могло бы случиться, если при движении на повороте или вследствие охлаждения уровень жидкости в компенсационной камере R опустился бы ниже верхнего отверстия B_2. Чтобы предотвратить повреждение шланга струями жидкости из указанных отверстий при перемещении поршня вверх из нижнего положения, предусмотрен отражатель *1*. Последний приварен точками к стенке цилиндра и одновременно служит для крепления шланга; эту функцию исполняет проволочное стопорное кольцо *2*.

Как изменяется сопротивление в зависимости от хода, показано на рис. 1.106. Если перемещающийся вверх поршень находится еще внизу, в рабочей полости A_2, то одна часть жидкости, находящейся в верхней полости A_1, проходит через клапан отбоя V, а другая — через отверстия B_1 и B_2. Гидравлическое сопротивление этих отверстий, наряду с другими факторами, определяет начальную величину усилий сопротивления в диапазоне *I* диаграммы (на рис. 1.107 справа). После перекрытия нижнего отверстия B_1 жидкость может проходить только через верхнее B_2 и через клапан V. Вследствие меньшего сечения гидравлическое сопротивление возрастает. Если поршень находится в верхнем диапазоне (как показано на рис. 1.105), то из работы выключены уже оба отверстия и все количество жидкости вынуждено проходить через клапан отбоя V. Следствием этого является дальнейшее повышение сопротивления, отраженное в левой части диаграммы. Поскольку упомянутые отверстия расположены на определенном расстоянии друг от друга, то на поршне вместо узкого кольца из серого чугуна установлено широкое из политетрафторэтилена (т. е. из тефлона). Оно осуществляет уплотнение не только по цилиндру Z, но и по отверстиям B_1 и B_2 при прохождении мимо них. Кроме того, это кольцо служит и для направления поршня (см. рис. 1.76). На усилия сжатия оба отверстия не оказывают влияния, как при положении поршня в верхней части рабочей полости, так и при положении его в нижней части. Причиной этого является крайнее малое гидравлическое сопротивление диска *5*, расположенного на верхнем торце поршня и служащего клапаном перепуска. Усилия сжатия развиваются донным клапаном, при комплектации которого должно быть учтено гидравлическое сопротивление в отверстиях B_1 и B_2, а также давление прижатия шланга *3*.

1.10.5. Гидравлический буфер отбоя фирмы «Бильштайн»

Иное решение применила фирма «Бильштайн» при решении той же проблемы на однотрубных амортизаторах (рис. 1.108). На шайбе, установленной над уплотнением, закреплена коническая пружина *2*, несущая кольцо *3*. При выдвигании поршня, когда до конца хода остается определенное расстояние, это кольцо вступает в контакт с внешним пояском поршня *4*. При этом происходит частичное перекрытие отверстий *6*, подводящих жидкость к клапану отбоя *5*, вследствие чего сопротивление при отбое повышается.



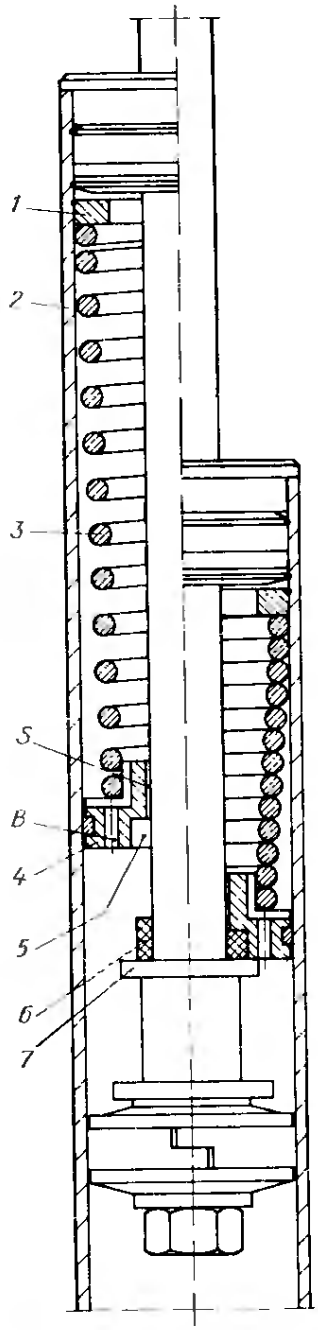


Рис. 1.108. Гидравлический буфер отбоя с большим рабочим ходом, устанавливаемый фирмой «Бильштайн» в однотрубных амортизаторах. Для защиты штока применен гофрированный чехол

1.10.6. Механогидравлический буфер отбоя фирмы «Бильштайн»

В этом решении применяется винтовая пружина *3*, опирающаяся на кольцо *1* и центрируемая по рабочему цилиндру *2* (рис. 1.109). Внизу на пружине закреплен распределительный поршень *4*, уплотненный поршневым кольцом относительно стенки цилиндра. Относительно штока этот поршень имеет увеличенное отверстие, для того чтобы получить кольцевой зазор *S* вполне определенного сечения. Кроме того, в поршне *4* выполнено одно или несколько отверстий *B*, которые образуют постоянный дроссель определенного сечения и имеют подводящие каналы угловой формы. Как показано

Рис. 1.109. Механогидравлический буфер отбоя фирмы «Бильштайн» с большим ходом дополнительного сопротивления У амортизатора шток выдвигается вверх. Распределительный поршень имеет одно или несколько отверстий, которые, являясь постоянным дросселем, с определенного хода обеспечивают требуемое повышение сопротивления. Усилия пружины передаются на кольцо *1*, которое фиксируется проволочным стопорным кольцом в канавке цилиндра

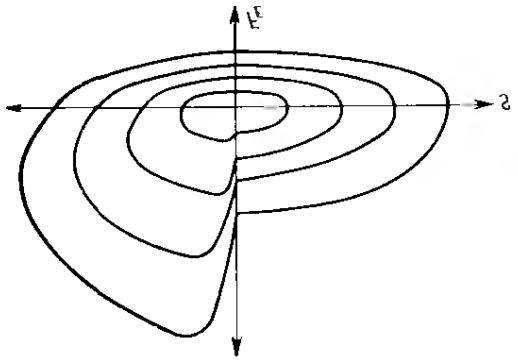


Рис. 1.110. Диаграмма амортизатора с механогидравлическим буфером отбоя фирмы «Бильштайн»

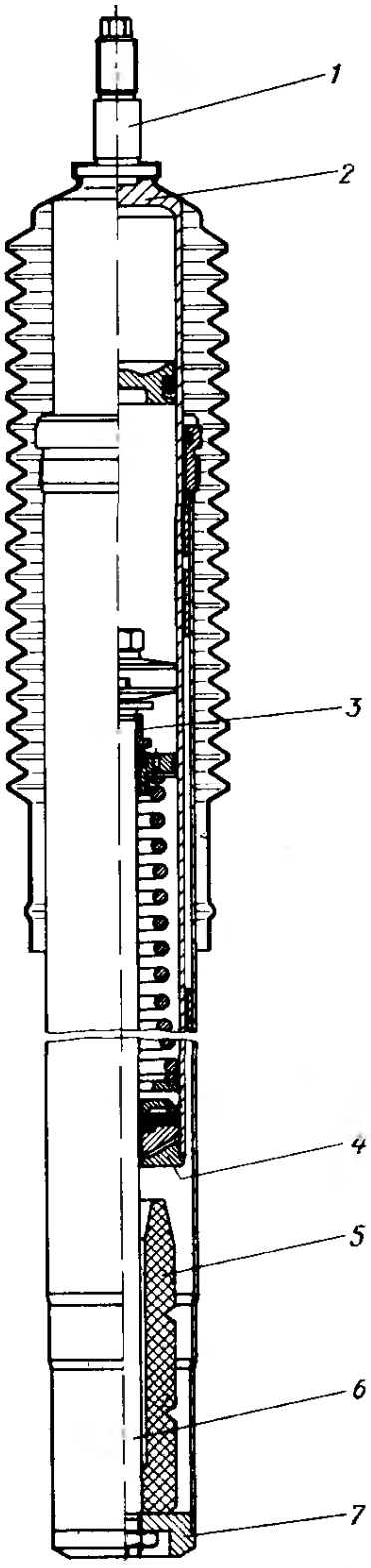


Рис. 1.111. Вставной патрон стойки автомобилей БМВ пятой серии, изготовляемый фирмой «Бильштайн» и имеющей механо-гидравлический буфер отбоя. Шток выдвигается вниз. В канавке штока установлено проволочное стопорное кольцо *3*, которое воспринимает усилия буфера отбоя. Дополнительный упругий элемент *5* при вдвигании штока *6* зажимается между донышком *7* и колпачком *4*, закрывающим уплотнительный и направляющий комплект. Шток *6* закреплен в донышке *7*. Труба цилиндра *2* изготовлена методом холодного выдавливания с последующей приваркой верхнего штыревого установочного элемента *1*. Аналогичную конструкцию имеет патрон стойки для автомобилей БМВ третьей серии (подробности см. в п. 3.2)

на этом рисунке справа, при ходе отбоя колеса (т. е. приближении поршня к направляющей штока) вначале включается эластичный буфер отбоя *6*, который входит в контакт с выемкой *5* в распределительном поршне *4* и закрывает кольцевой зазор *S* между штоком и поршнем *4*. После этого жидкость может проходить только через отверстия *B*, обусловливая возрастание усилий отбоя в зависимости от скорости и хода (рис. 1.110).

Шайба *7*, опирающаяся через втулку на поршень амортизатора, несет на себе буфер отбоя *6* и, кроме того, служит упором для поршня *4*. На рис. 1.111 показан вставной патрон стойки с описанным буфером отбоя для автомобилей БМВ пятой серии выпуска 1981 г.

1.10.7. Гидравлический буфер сжатия фирмы «Бильштайн»

Для предотвращения «пробоев» подвески при большой нагрузке можно применить усилие сопротивления в конце хода сжатия. На рис. 1.112 показано соответствующее решение фирмы

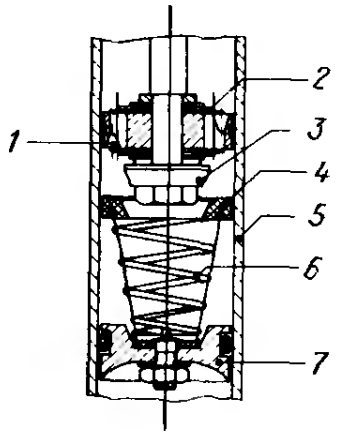


Рис. 1.112. Увеличение усилия сжатия в зависимости от хода. Конструкция разработана фирмой «Бильштайн» для использования в газонаполненных однотрубных амортизаторах

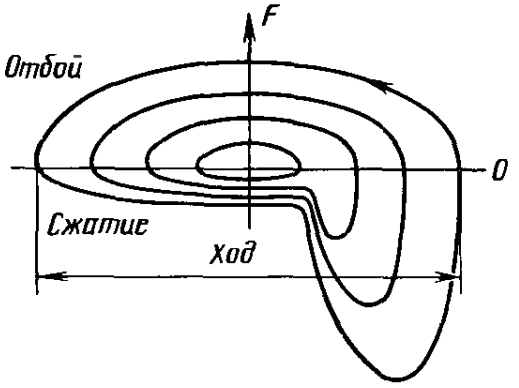


Рис. 1.113. Влияние повышения сопротивления сжатия в зависимости от хода на форму диаграммы

«Бильштайн» для газонаполненных однотрубных амортизаторов. Пружина *6* закреплена на разделительном поршне *7*. При вдвигании штока либо кольцо *4* перекрывает отверстия *1*, ведущие к клапану сжатия *2*, либо гайка *3* выполняется таким образом, что она закрывает коническое отверстие в кольце *4*. В этом случае оставшееся количество жидкости должно проходить через зазор между кольцом *4* и стенкой цилиндра *5*, образующий постоянный дроссель. При любом из этих двух способов диаграмма получает форму, показанную на рис. 1.113.

1.10.8. Изменение постоянного дросселя в зависимости от хода

Как было описано в п. 1.9.1, для гашения продольных колебаний автомобиля с полной нагрузкой требуются бо́льшие усилия демпфирования, чем при частичной его нагрузке.

При отсутствии регулировки уровня кузов при нагружении

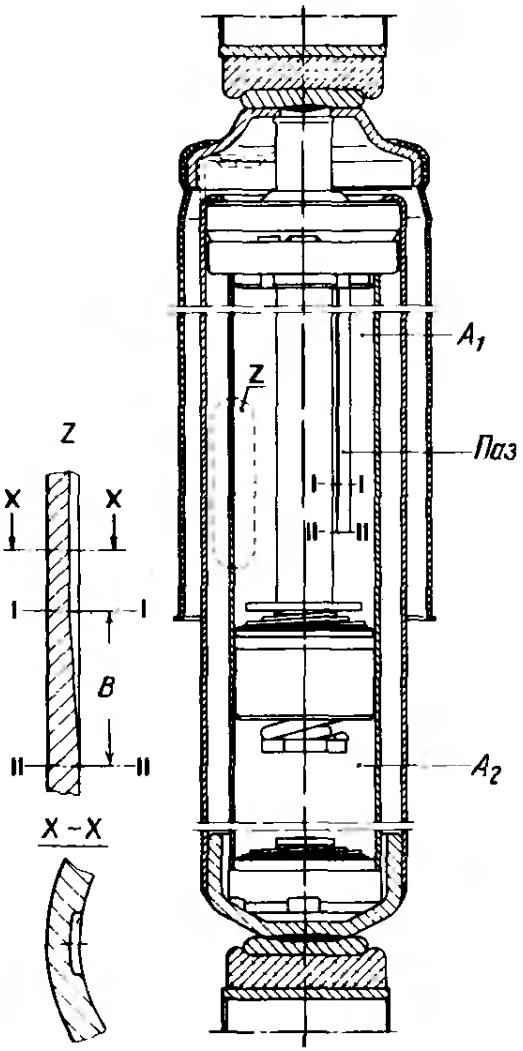


Рис. 1.114. Паз, выработанный в верхней зо́не цилиндра, образует дополнительный постоянный дроссель. Тогда в остальной (нижней) зоне усилие отбоя повышается в зависимости от хода, связанного с нагрузкой. Показано решение фирмы «Боге» для двухтрубных амортизаторов: влияние на сопротивление сжатия осуществляется только при малых скоростях поршня:

B — выход паза

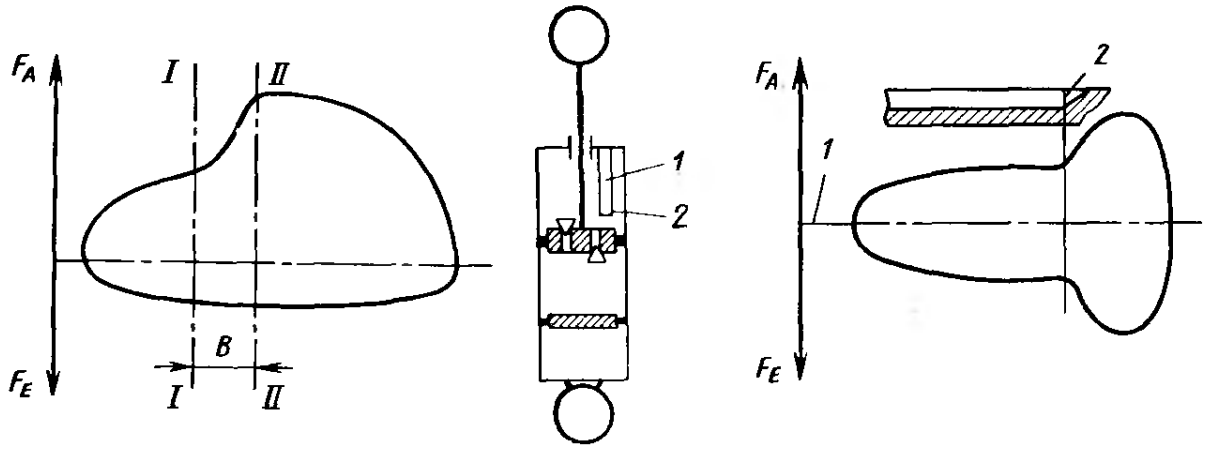


Рис. 1.115. Диаграмма, которая получается в случае испытания амортизатора, показанного на рис. 1.14, при полном ходе. Хорошо виден мягкий переход в зоне выхода паза, т. е. между сечениями *I* и *II*:

B — выход паза

Рис. 1.116. В однотрубном амортизаторе паз в стенке цилиндра представляет собой дополнительный постоянный дроссель. В этом месте усилия отбоя и сжатия — особенно при малых скоростях — меньше, чем в нижней зоне, где нет паза:

1 — паз; *2* — выход паза

Рис. 1.117. Когда при ходе сжатия поршень проходит зону выхода паза, усилие сжатия возрастает. При работе поршня в нижней, беспазовой зоне усилия отбоя и сжатия имеют повышенные значения:

1 — средняя линия; *2* — выход паза

опускается, при этом штоки амортизаторов соответствующих подвесок вдвигаются. Если автомобиль должен иметь зависимое от нагрузки демпфирование, то для управления этим процессом можно использовать происходящее изменение хода. На рис. 1.114 показан двухтрубный амортизатор фирмы «Боге» с пазом, выбранным (или выдавленным, см. рис. 1.102) в верхней части цилиндра. Этот паз имеет вполне определенную длину и заданное сечение и представляет собой второй, параллельно клапану отбоя работающий постоянный дроссель. При малой нагрузке автомобиля поршень находится в верхней части A_1 рабочей полости, и при ходе отбоя жидкость проходит частично через паз и частично через клапан в поршне. За счет сечения паза усилия ограничиваются определенным уровнем, что видно по левой части диаграммы (рис. 1.115). При полной нагрузке автомобиля вдвинутый поршень работает в беспазовой, нижней части A_2 амортизатора. Вся жидкость вынуждена проходить исключительно через клапан отбоя, что обусловливает повышение усилий демпфирования. Выход паза между сечениями I и II обеспечивает мягкий переход, различимый и на диаграмме.

Как описано в п. 1.2.2 и 1.7.3, в двухтрубных амортизаторах усилия сжатия развиваются преимущественно донным клапаном, т. е. выбранный паз при такой системе практически не оказывает влияния на усилие сжатия. В однотрубных же амортизаторах

такое влияние будет наблюдаться, поскольку, как видно на рис. 1.82, клапан сжатия расположен на поршне. При положении поршня в нижней зоне, где нет паза (рис. 1.116), вся жидкость должна проходить как через клапан сжатия, так и через клапан отбоя, так что в обоих направлениях возникают повышенные усилия. Если же поршень расположен вверху, то паз действует как дополнительный постоянный дроссель, и лишь часть жидкости нагружает оба клапана. При этом сопротивление ослабляется, как показывает левая часть диаграммы на рис. 1.117. При такой конструкции из-за повышенного сопротивления сжатию кузов «проседает» на дорожных неровностях меньше (что уменьшает опасность «пробоя» подвески), а разгрузка пружин после большой осадки замедляется из-за повышенных усилий отбоя в этой зоне.

1.11. ПРОМЕЖУТОЧНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ КРЕПЛЕНИЯ АМОРТИЗАТОРОВ

1.11.1. Требования

Эти элементы служат для крепления амортизатора: верхним концом к раме, поперечине подвески или кузову, а нижним — к балке подвески или рычагу, и должны удовлетворять определенным требованиям:

нетребовательность к уходу и возможность экономичного изготовления;

угловая податливость (для восприятия перемещений в узлах крепления) при малом моменте сопротивления (чтобы не создавать изгибающих нагрузок на шток);

шумоизолирование (чтобы препятствовать передаче дорожных шумов);

чрезвычайно малая податливость в направлении усилий демпфирования, так как любая потеря хода — особенно при малых амплитудах — влияет на эффективность демпфирования.

Со стороны автомобиля должно быть обеспечено правильное взаимное положение верхней и нижней точек крепления в конструктивном положении (т. е. при нагрузке три человека массой по 68 кг, см. работу [8] п. 1.3.5). Только таким образом можно избежать излишних деформаций в эксплуатации и преждевременного износа амортизаторов. Не требующие ухода сферические шарниры с пластмассовыми или стальными вкладышами (см. работу [5]) или шарнирная опора (рис. 1.118) представляются наиболее удачными элементами крепления, однако по соображениям стоимости и из-за опасности передачи шумов они не полу-

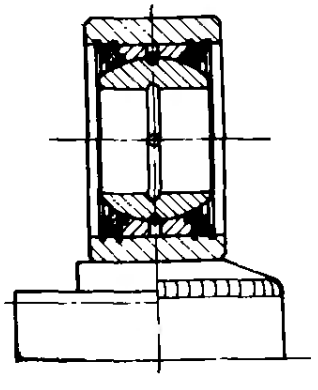
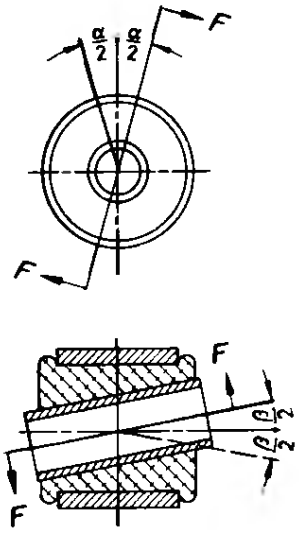


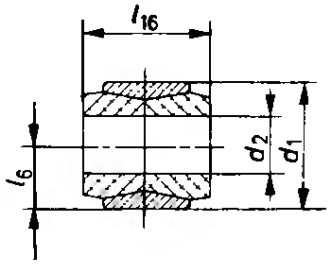
Рис. 1.118. Шарнирная опора в том варианте, как она поставляется фирмой «Боге» в качестве специального узла крепления

чили широкого распространения. Все же шарниры такого типа можно найти на спортивных и гоночных автомобилях, а также на мотоциклах (см. рис. 1.38 и 2.5).

1.11.2. Шарниры проушин

Необходимые требования легче всего удовлетворяются при использовании резиновых шарниров. На рис. 1.5, 1.30 и 1.136 показаны амортизаторы с верхним и нижним креплением самого распространенного типа — в виде шарниров проушины. Для легковых автомобилей чаще всего применяются следующие размеры: ширина 32 мм, диаметр 35—36 мм, крепежное отверстие 10—12 мм с допуском +0,15 мм (тип 1, рис. 1.119). Если в амортизаторе встроен буфер сжатия или его крепление должно воспринимать нагрузку от пружины, то могут потребоваться шарниры шириной 40—60 мм, которые крепятся болтами М14×1,5 (см. рис. 2.17). Сам шарнир состоит из резиновой втулки, установленной с большим радиальным натягом между внешним кольцом — проушиной и запрессованной внутренней втулкой. Резиновая втулка имеет торцовые пояски, препятствующие ее смещению при работе. Показанный на рисунке шарнир типа 1 наиболее распространенного размера допускает углы закручивания до $\alpha/2 = \pm 15°$ и угловые перекосы до $\beta/2 = \pm 4°$. Большие углы привели бы к появлению слишком большого изгибающего момента на штоке. Если же такие углы могут встре-





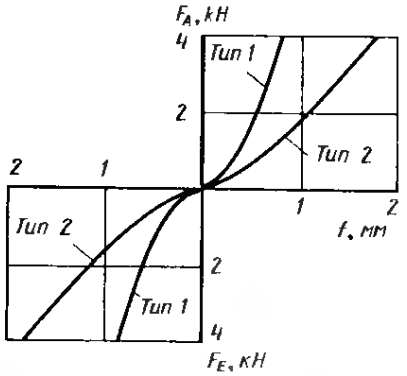


Рис. 1.119. Шарнир проушины типа 1 имеет наружный диаметр 35—36 мм, отверстие диаметром $10^{+0,15}$ или $12^{+0,15}$ мм и ширину 32 мм. Максимальные допустимые углы закручивания составляют $\alpha/2 = \pm 15°$ и углы перекоса $\beta/2 = \pm 4°$. Остальные размеры и допуски см. на рис. 1.139. Вместо распорной втулки может быть запрессована установочная ось с цилиндрической средней частью (см. рис. 1.134).

Рис. 1.120. Более широкий шарнир проушины типа 2 допускает большие углы перекоса $\beta/2 = \pm 7°$, однако имеет большую податливость под действием усилий сопротивления:

$d_1 = 35$ мм, $d_2 = 16$ мм, $l_{16} = 36$ мм

Рис. 1.121. Податливость шарниров проушин типа 1 и типа 2 под действием усилий отбоя и сжатия, замеренная на стандартном испытательном стенде при $n = 100$ мин$^{-1}$

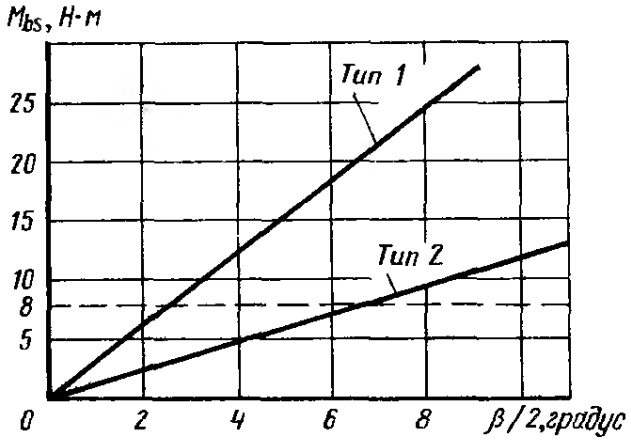


Рис. 1.122. Изгибающие моменты M_{bs}, возникающие при статическом перекосе шарниров проушин типа 1 и типа 2 на угол β/2. Этот момент, воздействующий на шток, не должен превышать 8 Н·м

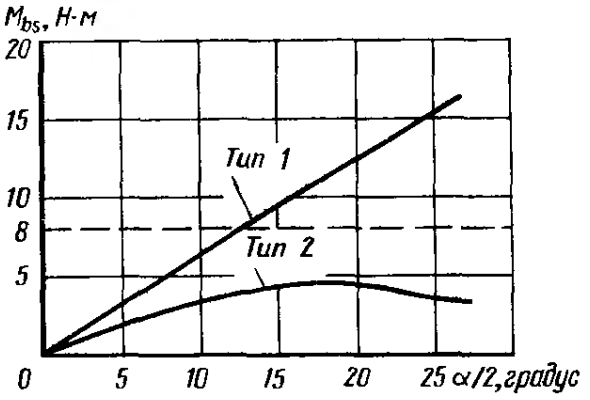


Рис. 1.123. Действующие на шток изгибающие моменты M_{bs}, возникающие в шарнирах проушин типа 1 и типа 2 при закручивании внутренней втулки на угол α/2 относительно наружного кольца; в этом случае предельно допустимым является значение M_{bs} = = 8 Н·м. В шарнире типа 2 резиновая втулка имеет меньший преднатяг, поэтому она не может препятствовать проскальзыванию внутренней втулки после определенного угла закручивания

титься в эксплуатации при ходах сжатия и отбоя подвески, то необходимо перейти на шарнир типа 2 — несколько более широкий, с двойным конусом (рис. 1.120). Этот шарнир допускает угловые перекосы до $\beta/2 = \pm 7°$, но имеет тот недостаток, что под действием сжимающих и растягивающих усилий он больше деформируется. На рис. 1.121 показана определенная опытным путем на амортизаторном испытательном стенде при $n = 100$ мин$^{-1}$ податливость обоих вариантов: при усилиях ±4 кН деформация шарнира типа 1 составляет всего ±0,8 мм, а типа 2 — ±1 мм.

Изгибающие моменты M_{bs}, возникающие на штоке при перекосах, были измерены в статике в зависимости от угла β/2 (рис. 1.122). Значение $M_{bs} = 8$ Н·м, которое при штоке диаметром 11 мм не должно превышаться в эксплуатации, достигается на типе 1 уже при $\beta/2 = \pm 2{,}6°$, а на типе 2 — при ±6,8°. Закручивание внутренней втулки относительно наружной при типе 1 под действием относительно большого момента M_{bs} = = 8 Н·м происходит на угол $\alpha/2 = \pm 12°$ (рис. 1.123). При типе 2 внутренняя втулка после угла $\alpha/2 = \pm 13°$ начинает проскальзывать, вследствие чего момент после этого возрастает незначительно; максимальное значение $M_{bs} = 4{,}5$ Н·м. Результаты этих замеров зависят от качества резины, степени натяга и допустимых отклонений, а также дополнительно от того, как прикладывается нагрузка: статически или динамически. В последнем случае играет роль еще частота нагружения.

1.11.3. Штыревые шарниры

Если в верхней или нижней точке крепления амортизатора возникают при эксплуатации угловые перемещения, примерно одинаковые во всех плоскостях, то целесообразно применение

штыревого крепления (рис. 1.124). Он допускает отклонения до $\delta/2 = \pm 6°$ и состоит из резиновой подушки выше и ниже опорной поверхности, причем это может быть либо одна цельная подушка, либо две отдельных. Штырь амортизатора чаще всего имеет диаметр 10 мм с резьбой М10×1 на конце. Резиновые подушки сжимаются через выпуклую шайбу с помощью самостопорящейся гайки (рис. 1.125) или с применением гайки и контр-гайки (рис. 1.126). Важный для работы узла размер, определяющий положение верхней плоскости шайбы относительно амортизатора, должен обеспечиваться дистанционной втулкой с толщиной стенки 2 мм, т. е. с наружным диаметром 14 мм (как показано на рис. 1.125 и 1.126), либо определенной длиной нарезки резьбы (см. рис. 1.138), либо применением цапфы большего диаметра (рис. 1.127). Показанная на рис. 1.128 регулировка затяжки узла по размеру до гайки представляется нецелесообразной, хотя и встречается еще в некоторых руководствах по ремонту. Если рабочий не знает этого указания, то он затянет гайку до конца резьбы, создав излишнюю деформацию резиновых подушек. Это приведет к повышенным моментам изгиба M_{bs} на штыре и на штоке, следствием чего будет бесполезный износ направляющей и преждевременное нарушение герметичности амортизатора.

Конструктивно должно быть обеспечено, чтобы при максимальном угловом отклонении штырь или дистанционная втулка не касались края отверстия опорной поверхности — это

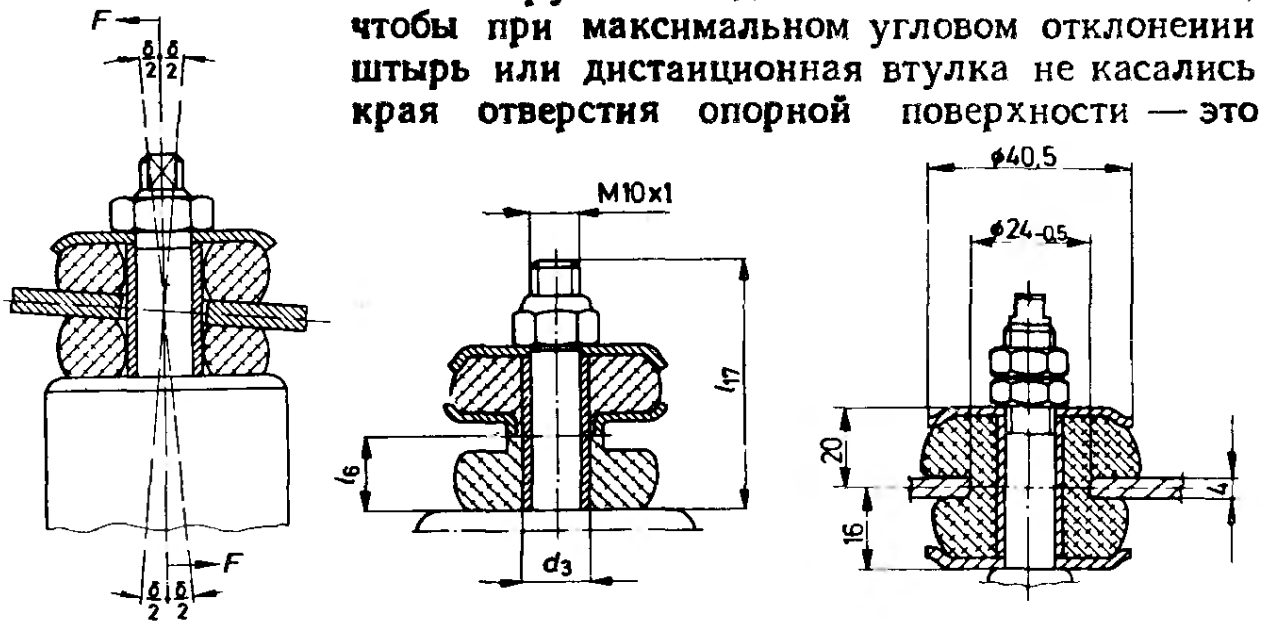


Рис. 1.124. Резиновые детали штыревого шарнира с нормальным преднатягом допускают угол отклонения во всех плоскостях только до $\delta/2 = \pm 6°$

Рис. 1.125. В штыревом шарнире преднатяг резиновых элементов должен обеспечиваться дистанционной втулкой, которая обычно имеет толщину стенки 2 мм и наружный диаметр 14 мм. Для предотвращения касания краев монтажного отверстия верхняя подушка может иметь фиксированную посадку в чашке. Затяжка осуществляется обычно самостопорящейся гайкой

Рис. 1.126. Две взаимно расконтренные гайки обеспечивают надежное стопорение. Так как усилия отбоя больше усилий сжатия, то при установке амортизатора более массивное утолщение вставной подушки, показанной на рис. 1.129, должно располагаться сверху

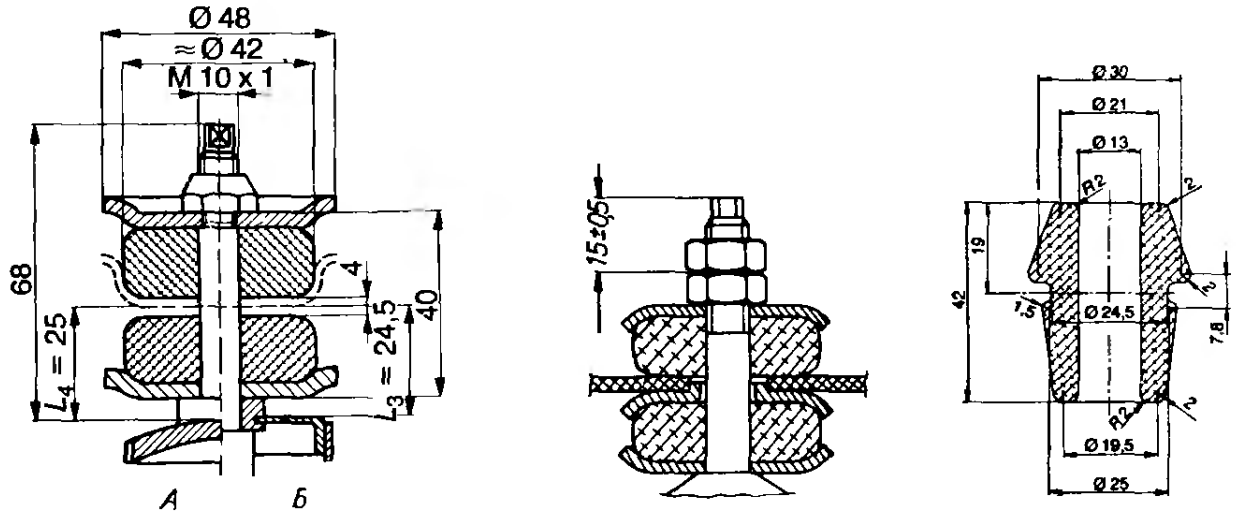


Рис. 1.127. Цапфа на донышке амортизатора или на штоке, на которой монтируется штыревой шарнир, модет иметь больший диаметр, чем резьба М10×1. В этом случае наружная опорная чашка упирается в образовавшийся уступ. Здесь показана конструкция фирмы «Боге»:

А — донный конец амортизатора; В — штоковый конец амортизатора

Рис. 1.128. Не рекомендуется задавать преднатяг, приходящийся на обе резиновые подушки, в виде размера, например, (15±0,5) мм от торца штыря до нижней гайки. Если не знать или не соблюсти этого указания, то затягиванием гаек до конца резьбы можно создать излишнюю деформацию подушек, что приведет к повышенным нагрузкам в эксплуатации и преждевременному износу штока и направляющей

Рис. 1.129. Цельная вставная подушка фирмы «Боге», изготовляемая обычно из немаслостойкой резиновой смеси твердостью 65±5 по Шору с демпфированием 2 %. Деталь может поставляться также маслостойкой, но тогда она имеет большее сопротивление и хуже изолирует дорожные шумы

могло бы вызвать неприятные шумы и привести к повышенным изгибным нагрузкам. Как можно видеть на верхней подушке на рис. 1.125, это касание можно предотвратить применением опорной чашки, внешняя закраина которой охватывает верхнюю резиновую деталь, а внутренняя, отогнутая вниз кромка входит в отверстие. На нижней подушке аналогичный эффект достигается за счет привулканизованного пояска. Вместо двух отдельных деталей может быть применен также цельный резиновый элемент. На рис. 1.129 показана такая цельная вставная подушка нормального исполнения, разработанная фирмой «Боге» для легковых и легких грузовых автомобилей. На рис. 1.126 можно видеть ту же подушку в смонтированном состоянии, установленную с осевой деформацией 14 мм. Для лучшего восприятия демпфирующих усилий отбоя, имеющих бо́льшую величину в сравнении с усилиями сжатия, вставная подушка монтируется более массивной стороной вверх. Иное соотношение возникает, если дополнительно должны восприниматься усилия буфера или пружины. В этих случаях кратковременно или продолжительно действуют упругие силы сжатия, и буфер должен монтироваться в другом положении (рис. 1.130).

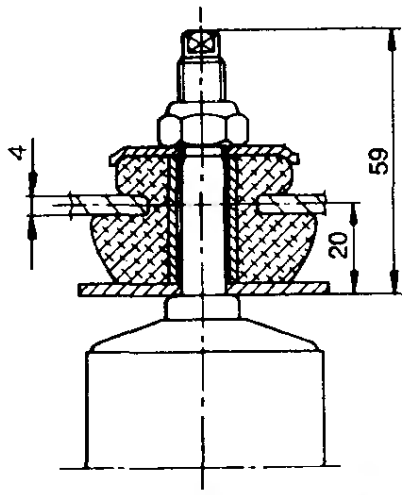


Рис. 1.130. В стойках и амортизаторах с регулировкой уровня или с дополнительным упругим элементом упругие силы при сжатии могут быть больше, чем силы сопротивления при отбое. В этом случае более массивное утолщение вставной подушки должно располагаться снизу

При штыревом креплении податливость в осевом направлении под действием сил, а также возникающий на штоке и штыре изгибающий момент зависит от того, на сколько сжаты резиновые подушки. При отсутствии преднатяга уже под действием усилия отбоя или сжатия 2 кН возникает перемещение 4 мм (рис. 1.131); при преднатяге 6 мм указанное значение уменьшается до 1,8 мм. Если рассматривать влияние затяжки на зависимость изгибающего момента от угла отклонения (рис. 1.132), то картина складывается иная. Без преднатяга резиновых подушек можно допустить угловые отклонения до $\delta/2 = \pm 15°$, не превышая допустимого значения момента $M_{bs} = 8$ Н·м; при преднатяге 6 мм максимальное значение угла может быть $\delta/2 = \pm 6°$. Эти результаты показывают, что штыревые шарниры представляют собой компромиссное решение между податливостью под действием усилий сопротивления и возникающими изгибающими моментами. Самостоятельное изменение элементов крепления или углового положения амортизаторов или стоек может привести к нежелательным последствиям, таким, как поломки, повышенный износ, появление негерметичности и т. д.

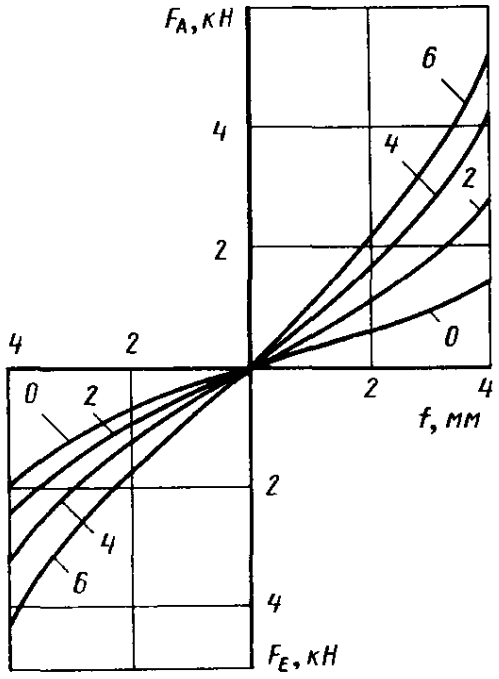


Рис. 1.131. Податливость типичного штыревого шарнира, состоящего из двух резиновых деталей, под действием сил отбоя и сжатия при различном преднатяге. Измерения проведены на амортизаторном испытательном стенде при $n = 100$ мин$^{-1}$:

0 — без преднатяга; *2* — преднатяг 2 мм; *4* — преднатяг 4 мм; *6* — преднатяг 6 мм

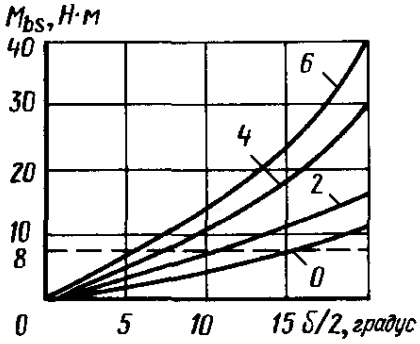


Рис. 1.132. Изгибающие моменты M_{bs}, возникающие при отклонении амортизатора на угол $\delta/2$, при различном преднатяге резиновых элементов. По возможности значение момента не должно превышать 8 Н·м:

0 — без преднатяга; *2* — преднатяг 2 мм; *4* — преднатяг 4 мм; *6* — преднатяг 6 мм

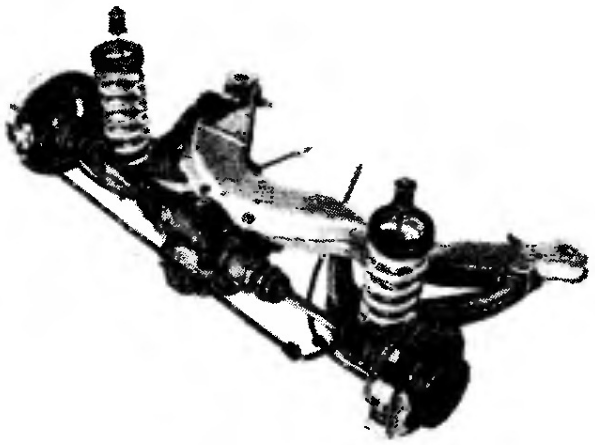


Рис. 1.133. Задняя подвеска на косых рычагах автомобилей семейства *S*, выпущенных фирмой «Даймлер-Бенц» в 1979 г. Амортизаторы установлены внутри пружин и после отворачивания гаек вверху, на штыревых шарнирах, и болтов на рычагах могут быть просто сняты через отверстие вниз. Передаточное отношение амортизатора $i_x = 1{,}9$

1.11.4. Специальные исполнения

Если амортизатор компактно размещен внутри пружины (рис. 1.133), то он просто и быстро снимается вниз через отверстие соответствующего размера; если такая возможность не предусмотрена, то предварительно должна быть снята пружина. Крепление осуществляется двумя болтами *M8* по обеим сторонам отверстия. На рис. 1.134 и 1.138 показана соответствующая ось, вставленная в отверстие шарнира проушины.

Штыревые шарниры должны применяться только при углах отклонения до $\delta/2 = \pm 6^\circ$. Если вследствие крепления амортизатора к поперечному или продольному рычагу возникают большие отклонения, а крепление должно осуществляться к простой — листовой — опорной детали, то можно рекомендовать использование U-образного кронштейна, показанного на рис. 1.33 внизу. При углах закручивания до $\alpha/2 = \pm 15^\circ$ для крепления потребуются лишь два отверстия в рычаге. Если же дополнительно имеют место большие углы перекоса, то придется снова вернуться к оси, но уже со сферической средней частью; на рис. 1.135 показана такая ось, разработанная фирмой «Боге» для крепления амортизаторов на тяжелых грузовых автомобилях.

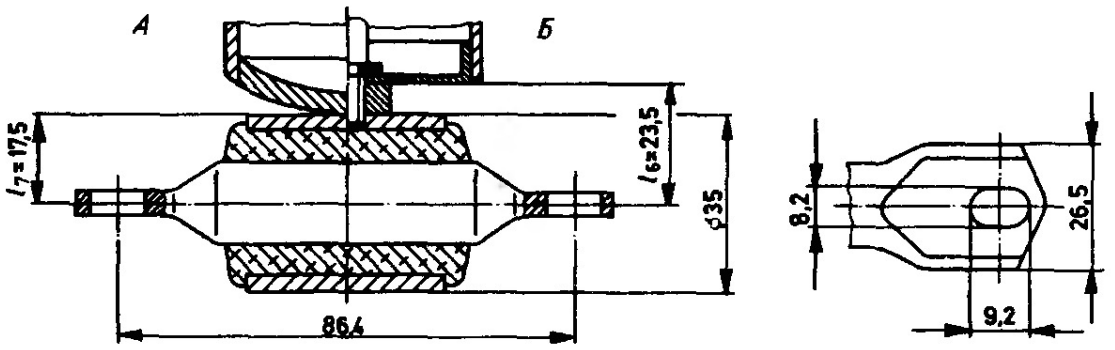


Рис. 1.134. Конструкция фирмы «Боге» с осью шарнира проушины, размещаемого на штоковом или донном конце амортизатора, если амортизатор должен выниматься через отверстие:

А — донный конец амортизатора; *Б* — штоковый конец амортизатора

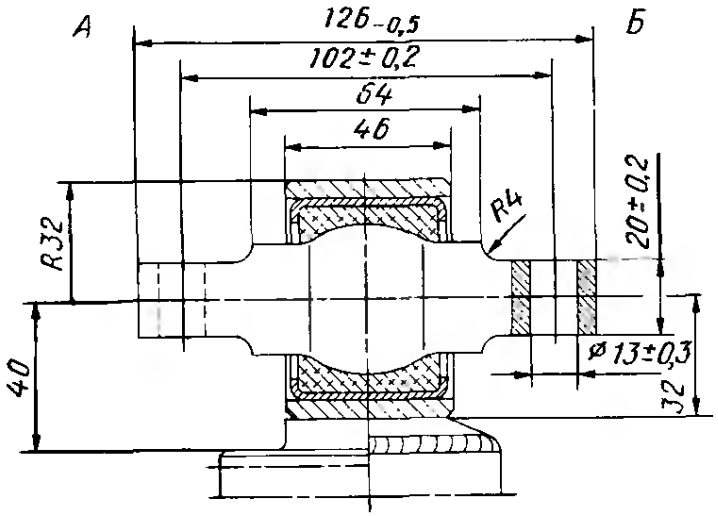


Рис. 1.135. Шарнир с проушиной, разработанный фирмой «Боге» для двухтрубных амортизаторов тяжелых грузовиков и соединяемый вверху со штоком или внизу с донышком, допускает большие углы отклонения во всех направлениях и позволяет вынимать через отверстие амортизаторы с наружным диаметром до 83 мм; $\alpha/2 = \pm 15°$, $\beta/2 = \pm 10°$:

А — верхний конец амортизатора; *Б* — нижний конец амортизатора

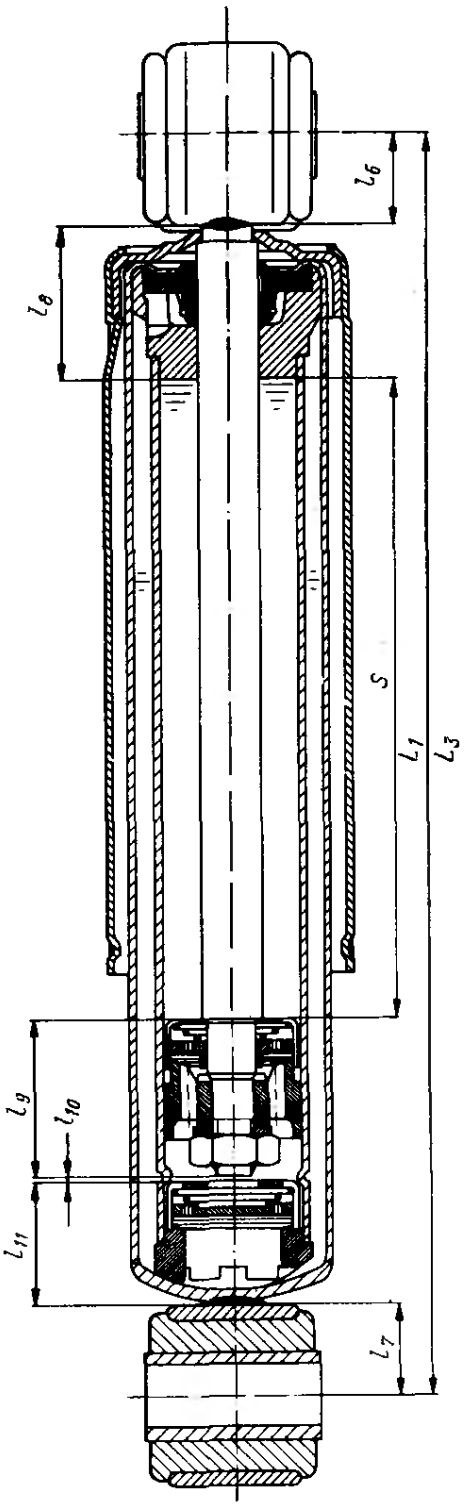


Рис. 1.136. Двухтрубный амортизатор фирмы «Фихтель и Закс» с двумя проушинами. Указаны размеры, требуемые для определения длины и ход *s*

1.12. РАЗМЕРЫ И ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ АМОРТИЗАТОРОВ

1.12.1. Длина двухтрубных амортизаторов

Диаметр поршня и штока, а также тип и исполнение верхнего и нижнего крепления определяют конструктивную длину $L_{пост}$ амортизатора, а значит, и минимальную длину L_1 при вдвинутом штоке и максимальную длину L_3 при полностью выдвинутом штоке. На рис. 1.136 — чертеже фирмы «Фихтель и Закс» — показаны длины, из которых складывается $L_{пост}$. Это следующие размеры: l_6 и l_7 — установочные элементы верхний и нижний; l_8 — направляющая штока с уплотнением, включая резервуар и кожух; l_9 — поршень с клапанами; l_{10} — требуемый зазор между концом штока и донным клапаном при полностью вдвинутом штоке; l_{11} — донышко резервуара вместе с донным клапаном.

Минимальная длина L_1 амортизатора при вдвинутом штоке складывается из конструктивной длины $L_{пост}$ и предусмотренного хода s:

$$L_1 = L_{пост} + s,$$

а максимальная длина L_3 при выдвинутом штоке получается прибавлением к этому еще одной длины хода:

$$L_3 = L_1 + s = L_{\text{пост}} + 2s.$$

В верхней части табл. 1.1 приведены конструктивные длины и наружные диаметры двухтрубных амортизаторов, выпускаемых фирмами «Боге» и «Фихтель и Закс», дополнительно указана область их применения.

Конструктивная длина приводится для наиболее распространенных видов крепления. Шарниры проушин, которые можно видеть на рис. 1.136, для амортизаторов *T*32/40 и *S*30 имеют наружный диаметр 35—36 мм (см. рис. 1.120 и 1.139). Для штыревых шарниров имеет значение еще величина преднатяга: если он мал, то узел крепления получается длиннее, чем указано, при большом преднатяге размер уменьшается. Обычно $l_{6,7} = 14 \div 17$ мм для верхнего и нижнего креплений (см. рис. 1.125).

1.12.2. Длина однотрубных амортизаторов

Данные по этим амортизаторам приведены в нижней части табл. 1.1. Для возможности сравнения указана конструктивная длина при ходе $s = 100$ мм. Как объясняется в п. 1.3.3, на конструктивную длину влияет размер компенсационной полости. Поэтому $L_{\text{пост}}$ зависит как от объема вдвигаемого штока, т. е. от хода s, так и от максимально возможной температуры. Фирма «Боге» приводит для шарниров проушин (верхних и нижних), если ход не превышает 200 мм и температура масла 140 °С, следующие данные для вариантов с успокоительным поршнем (*B*) и с разделительным поршнем (*TR*):

B 36	$L_{\text{пост}}$	$= 105 + 0{,}3s$
TR 36	$L_{\text{пост}}$	$= 103 + 0{,}25s$
B 46	$L_{\text{пост}}$	$= 115 + 0{,}25s$
TR 46	$L_{\text{пост}}$	$= 113 + 0{,}25s$

Оба эти варианта имеют шток диаметром 11 мм, занимающий объем примерно на 10 % больше, чем шток, применяемый фирмой «Бильштайн» и имеющий диаметр 10,5 мм. Различные типоразмеры этого изготовителя имеют меньшую конструктивную длину (с верхней и нижней проушинами):

B 36	$L_{\text{пост}}$	$= 101 + 0{,}15s$
B 46	$L_{\text{пост}}$	$= 107 + 0{,}15s$
B 60	$L_{\text{пост}}$	$= 133 + 0{,}15s$

Фирма «Бильштайн» рассчитывает свои амортизаторы в основном на температуры до 200 °С; если же при меньших нагрузках за счет более слабой регулировки температура не превышает

1.1. Характеристика амортизаторов, выпускаемых фирмами «Боге», «Бильштайн» и «Фихтель и Закс»

Система		Фирма-изготовитель	Типоразмер	Диаметр, мм				Конструктивная длина $L^4_{пост}$, мм			Ход, мм, до	Максимальное усилие при 0,524 м/с, кН		Объект применения				
				штока	поршня	наружной трубы	кожуха [5]	проушина — проушина	штырь — проушина	штырь — штырь		отбой	сжатие	легковые и комбинированные автомобили	грузовые			
															легкие	средние	тяжелые	сверхтяжелые
Двухтрубная безнапорная		«Боге»	*T*27	11	27	38,3	47	111	112	113	300	3,0	0,7/2,0 [2]	×	×			
			*T*27/32 [1]	11	27	45,3	52	111	112	113	300	3,0	0,7/2,0 [2]	×	×			
			*T*32	11	32	45,3	52	119	118	124	350	4,0	1,2/2,0 [2]	×	×			
			*T*32/40 [1]	15	32	52	62	127	126	132	350	4,0	1,2/2,0	×	×	×		
			*T*40 [3]	15	40	57	64	160	158	167	400	10,0	3,0			×		
			*T*40/50 [1,3]	15	40	66	75	160	155	164	400	10,0	3,0			×	×	
			*T*50	20	50	72	83	150	139	151	400	17,0	6,0				×	×
			*T*70	28	70	98	110	185	168	162	450	30,0	20,0					×
		«Фихтель и Закс»	*S*26	11	26	38,4	46	118	117	116	300	3,0	0,6/2,0 [2]	×				
			*S*30	11	30	44	52	120	119	118	350	4,5	0,6/2,0 [2]	×	×			
			*S*30*e* [1]	15	30	52	62	135	140	145	450	6,0	0,6/2,0 [2]		×	×		
			*T*36	15	36	55	62/67	145	150	155	450	8,0	1,5		×	×		
			*T*36*e* [1]	15	36	64	71	138	148	158	450	8,0	1,5			×	×	
			*T*45	17	45	65	75	160	160	161	450	14,0	2,0			×	×	
			*T*45*e* [1]	17	45	80	88	153	158	163	450	14,0	2,0				×	×
			*T*55	17	55	80	90	175	170	166	400	16,5	6,0				×	×
			*T*55/22	22	55	80	90	175	170	166	400	20,0	8,0					×
			*T*70	22	70	95	105	227	—	—	400	30,0	8,0					×
Однотрубная	С разделительным поршнем	«Бильштайн»	*B*36	10,5	36	40	50	109	106	108	320	4,5	2,0	×				
			*B*46	10,5	46	50	60	125	112	114	400	6,5	3,5	×	×	×		
			*B*60	12	60	65	72	150	144	143	450	15,0	6,0			×	×	×
газонаполненная		«Фихтель и Закс»	*ET*36	11	36	40	46	124	123	122	300	4,5	2,0	×				
			*ET*45	11	45	49	58	120	119	118	350	6,0	2,0	×	×			
		«Боге»	*TR*36	11	36	40	47	122	119	124	300	3,0	1,0	×				
			*TR*46	11	46	50	57	125	122	127	350	5,5	2,5	×				

[1] Комбинированный амортизатор с увеличенным объемом масла и увеличенной поверхностью теплоотдачи наружной трубы.

[2] Усиленная регулировка при применении дополнительного клапана сжатия на поршне (см. рис. 1.79).

[3] Если при 0,524 м/с усилие отбоя ⩽6 кН, клапан может быть меньшей высоты, в результате $L_{пост}$ сокращается на 10—17 мм.

[4] Для газонаполненных однотрубных амортизаторов значение приблизительное, справедливое для температуры масла не более 140 °С и хода 100 мм.

[5] Вместо кожуха на однотрубных амортизаторах с выдвигающимся вниз штоком может быть применен гофрированный чехол (см. рис. 1.138), тогда наибольшим будет диаметр наружной трубы.

Примечания. 1. Для тропических условий фирма «Боге» предлагает еще типоразмеры *T*27/32, *T*27/40, *T*32/40 и *T*40/50 с увеличенной компенсационной полостью; фирма «Фихтель и Закс» поставляет для повышенных термических нагрузок амортизаторы *S*30/15*e*, *T*36*e* и *T*45*e*.

2. Грузовые автомобили классифицированы по допустимой полной массе: легкие — до 3,5 т, средние — свыше 3,5 до 7,5, тяжелые — свыше 7,5 до 16 т, сверхтяжелые — свыше 16 т.

3. В обозначениях двухтрубных амортизаторов фирмы «Боге» буква *T* обозначает «телескопический»; в обозначениях амортизаторов фирмы «Фихтель и Закс» буква *S* обозначает амортизаторы, закрываемые закаткой или обжатием (см. рис. 1.136), а буква *T* — закрываемые резьбовой крышкой (см. рис. 1.17).

4. Двухтрубные амортизаторы *T*27 и *S*26 применяются также в качестве демпферов кабины.

Чистая

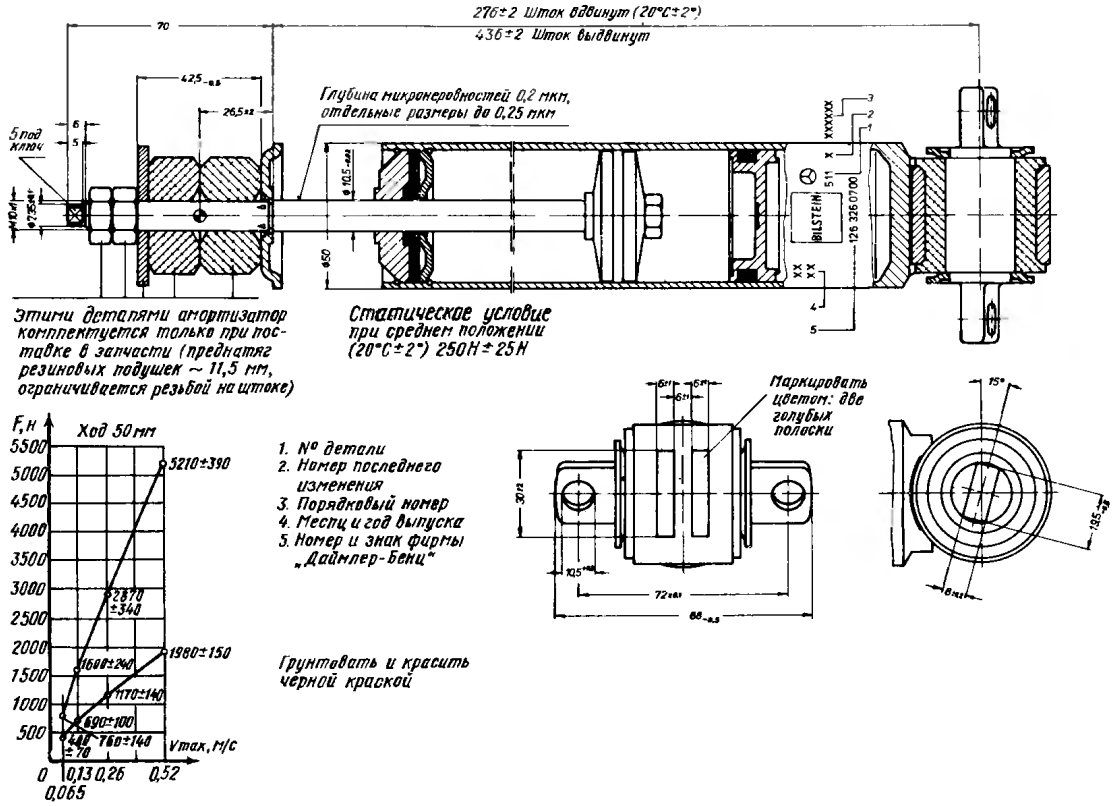


Рис. 1.137. Чертеж фирмы «Бильштайн» амортизатора задней подвески автомобилей «Даймлер-Бенц» серии «*S*» (W 126), в тропическом исполнении, с ходом $S = 160$ мм и конструктивной длиной $L_{пост} = 116$ мм. Амортизатор устанавливается в подвеске с передаточным отношением $i_x \approx 1{,}9$, что обусловливает большие усилия отдачи и сжатия, требующие применения поршня диаметром 46 мм и усиленных деталей крепления. Косой рычаг подвески, к которому крепится проушина амортизатора, имеет в середине отверстие, через которое амортизатор легко можно вынуть вниз (см. рис. 1.133). Для крепления служит ось с отверстиями диаметром 10,5 мм, имеющая определенную ориентировку в проушине. Приведенные допуски на усилия составляют примерно ±7,5 %

Рис. 1.138. Для экономии места шток газонаполненного амортизатора может быть защищен гофрированным чехлом. Тогда габаритный наружный диаметр 50 мм будет лишь незначительно превышать этот размер на наиболее распространенных двухтрубных амортизаторах, где он составляет 45—47 мм (иллюстрация фирмы «Бильштайн»)



140 °C, коэффициент хода составляет 0,1s (вместо 0,15s). Амортизаторы с бо́льшим ходом имеют 12-миллиметровый шток, что требует увеличения толщины уплотнительного комплекта на 1 мм. Шарниры с проушинами, влияющие на длину, имеют на амортизаторах *B* 36 и *B* 46 такие же размеры, как на двухтрубных амортизаторах для легковых автомобилей (см. рис. 1.119 и 1.120); штыревые шарниры получаются несколько длиннее: $l_{6,7} = 20 \div 26{,}5$ мм (рис. 1.137).

1.12.3. Занимаемое пространство

Наружный диаметр амортизатора определяет пространство, занимаемое им в подвеске. Для защиты штока требуется кожух, диаметр которого и является определяющим для места под амортизатор, которое должно быть обеспечено изготовителем автомобиля. На всех двухтрубных амортизаторах шток выдвигается вверх, что отчасти касается и изображенного на рис. 1.30 однотрубного амортизатора с разделительным поршнем. В конструкциях с отражателем или успокоительным поршнем шток должен выдвигаться вниз. Такое же монтажное положение предпочтительнее и для амортизаторов с разделительным поршнем, так как в этом случае к неподрессоренным частям относится только шток (см. рис. 1.27). При этом для защиты штока может быть применен гофрированный чехол, как показано на рис. 1.138 и 1.108, и габариты амортизатора определяются диаметром рабочего цилиндра. Этот размер составляет для однотрубных амортизаторов с диаметром поршня 46 мм всего 50 мм, поэтому они могут быть заменены на двухтрубные амортизаторы *S*26 и *T*27 (см. табл. 1.1).

1.12.4. Усилия и допустимые отклонения

В указанной табл. 1.1 приведены также максимальные усилия отбоя и сжатия, допустимые для отдельных типоразмеров. Усилия относятся к скорости поршня $v_{D\,max} = 0{,}524$ м/с (что соответствует ходу $s = 100$ мм и частоте $n = 100$ мин$^{-1}$). Все амортизаторы допускают ход, по крайней мере, до 300 мм, что достаточно для имеющихся на автомобилях ходов подвески.

При крупносерийном производстве предприятия-изготовители могут регулировать усилия демпфирования в следующих пределах (для двухтрубной системы, при $n = 100$ мин$^{-1}$):

Ход при испытании, мм	10	25	50	75	100
Допуск, %	±20	±17,5	±15	±12,5	±10

Клапаны газонаполненных однотрубных амортизаторов позволяют иметь меньшие допуски: как можно видеть на рис. 1.137 и 3.5, фирма «Бильштайн» во всем диапазоне испытаний выдерживает допуск (±7,5—8) %, но не менее ±50 Н.

1.13. АМОРТИЗАТОРЫ КАК КОНСТРУКТИВНЫЙ ЭЛЕМЕНТ ПОДВЕСКИ

Раньше амортизатор был предназначен исключительно для гашения колебаний кузова и колес. С течением времени на легковых автомобилях (и отчасти на легких грузовиках) — по соображениям экономичности и для облегчения конструкции — он превратился в особый узел подвески. В этом случае в разработке соответствующих деталей, имеющих весьма важное значение для автомобиля, участвуют как изготовитель автомобиля, так и предприятия, поставляющие ему амортизаторы. При этом имеется опасность возникновения нарушений или поломок в шасси в случае замены первоначального демпфирующего элемента (исполняющего еще и другие, дополнительные функции) на другой, не разрешенный изготовителем автомобиля. Такая замена может рассматриваться как изменение в шасси, вследствие чего автоматически теряет силу «Общее разрешение на эксплуатацию», выданное Федеральной службой автомобильного движения, а вслед за этим — и страховые обязательства.

На сегодня конструктивный элемент «амортизатор» может быть подразделен на три группы (независимо от того, какая система применена — одно- или двухтрубная), каждой из которых соответствуют нижеследующие пп.: 1.13.1 — амортизаторы с буфером отбоя; 1.13.2 — амортизаторы с буфером сжатия или дополнительным упругим элементом; 1.13.3 — амортизаторы с буферами отбоя и сжатия.

К этому надо добавить еще амортизаторные и пружинные стойки, описанные в гл. 2.

Амортизаторная промышленность в 1981 г. выпускала приблизительно: 15 % «чистых» амортизаторов, 38 % амортизаторов с одним или двумя буферами и 47 % амортизаторных и пружинных стоек.

1.13.1. Амортизаторы с буфером отбоя

Буфер отбоя предназначен для ограничения хода отбоя колеса s_2. Без этого в обычных на сегодня — средних по жесткости и мягких — подвесках получились бы слишком большие хода, которые трудно конструктивно осуществить.

В табл. 1.1 приводятся наибольшие усилия при отбое F_A для различных типоразмеров амортизаторов при $v_D = 0{,}524$ м/с, однако на дороге с выбоинами встречаются значительно бóльшие скорости и связанные с ними усилия. Эти усилия могут достигать величин, значительно превышающих те, которые испытывает

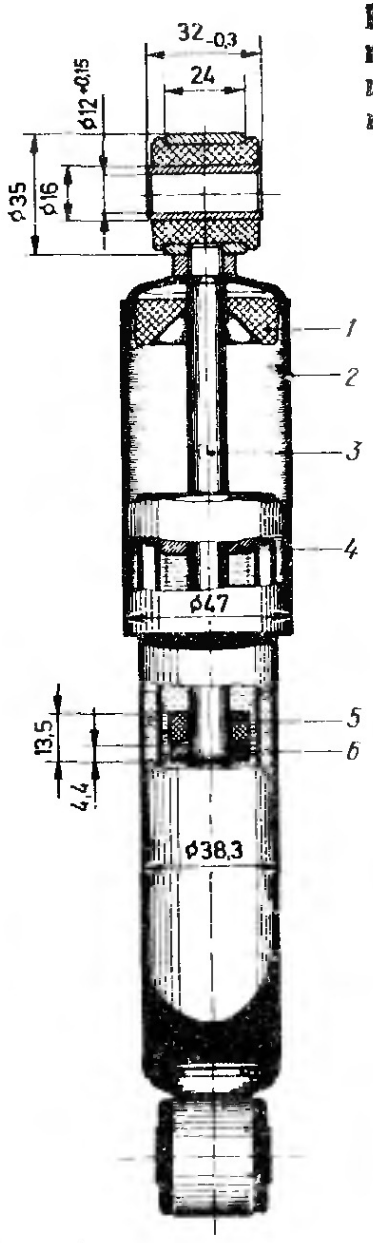
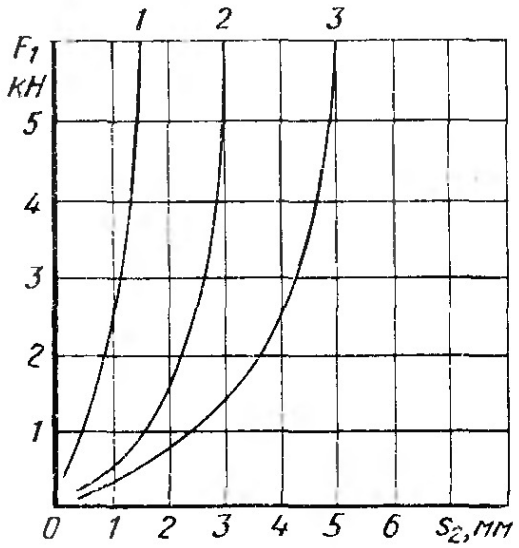


Рис. 1.139. Двухтрубный амортизатор *T27* фирмы «Боге» с буферами сжатия *1* и отбоя *5*, установленными на штоке *3*. Буфер отбоя опирается на шайбу *6*, закатанную в канавку. Проставлены также размеры и допуски верхнего крепления, резервуара и кожуха



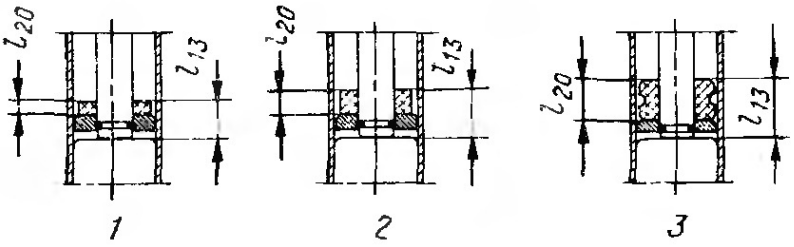


Рис. 1.140. Упругая деформация s_2 в зависимости от усилия отбоя F_2 при различной форме буферов отбоя, применяемых фирмой «Фахтель и Закс» для установки в двухтрубные амортизаторы S 26 и S 30. Высота l_{20} составляет: *1* — 4 мм; *2* — 9 мм; *3* — 12 мм

буфер отбоя при резком ходе отбоя колеса. Сам амортизатор, детали его крепления, а также места крепления на подвеске и на кузове (раме, поперечине) должны рассчитываться на прочность таким образом, чтобы они могли выдерживать большие усилия продолжительное время. Поэтому для легковых и легких грузовых автомобилей представляется наиболее экономичным решение перенести эластичное ограничение хода подвески в амортизатор. Дополнительное техническое преимущество этого решения заключается в том, что упругое действие верхнего и нижнего креплений амортизатора (хотя оно и невелнко) также включается в ограничение хода отбоя колеса и поэтому оказывается вполне достаточным даже плоского, простого в изготовлении буфера *5* из пербунана, фитона, полиамида или другого полимера (рис. 1.139). Для возможности его установки требуется лишь проточенная на штоке *3* канавка, в которую закатывается пред-

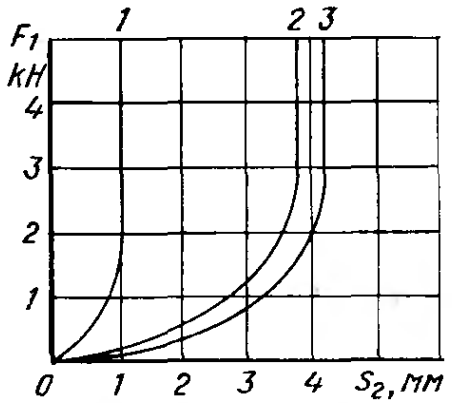


Рис. 1.141. Упругая деформация s_2 буферов отбоя, предусмотренных фирмой «Боге» для двухтрубных амортизаторов Т27. Высота l_{20} буфера составляет: *1* — 3 мм; *2* — 13 мм; *3* — 16 мм. Форма буферов примерно соответствует форме, показанной на рис. 1.140

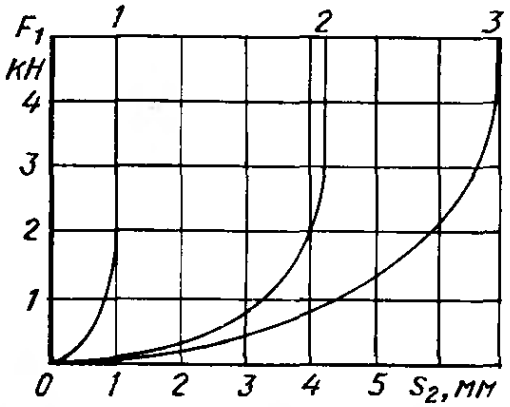
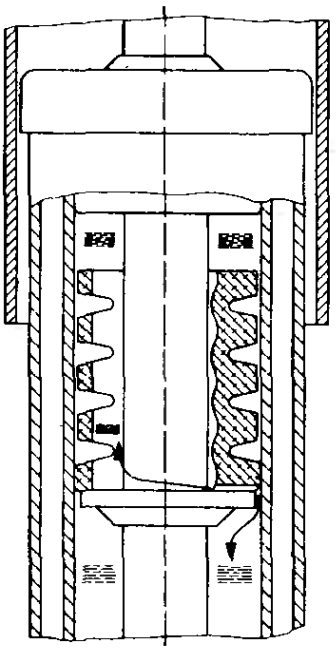
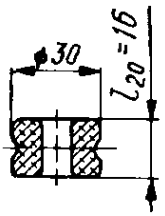


Рис. 1.142. Упругая деформация s_2 буферов отбоя, предусмотренных фирмой «Боге» для однотрубных амортизаторов. Высота l_{20} буфера составляет: *1* — 3 мм; *2* — 12 мм; *3* — 18 мм. Форма буферов примерно соответствует форме, показанной на рис. 1.140 и 1.143

усмотренный на упорной шайбе *6* буртик, — решение, применяемое фирмами «Боге» и «Фихтель и Закс».

В двухтрубном амортизаторе буфер *5* при выдвигании штока упирается в гладкую снизу направляющую *6* штока, а в однотрубном амортизаторе — в диск, закрывающий уплотнительный комплект (см. рис. 1.32, 1.38 и 2.16). Фирма «Фихтель и Закс» применяет также на различных типах амортизаторов проволочное стопорное кольцо, устанавливаемое в проточку штока (рис. 1.40, см. также рис. 2.22). Выскакивание этого кольца при ударном приложении нагрузки предотвращает цековка на нижнем торце отверстия упорной шайбы. Стойки подвески «Макферсон» имеют более толстый шток, к которому фирма «Боге» приваривает точками кольцо уголкового сечения (см.





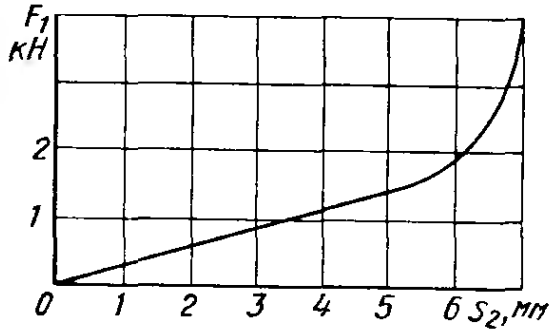


Рис. 1.143. Форма и упругая деформация s_2 буфера отбоя высотой l_{20} = 16 мм, устанавливаемого фирмой «Фихтель и Закс» в однотрубные амортизаторы

Рис. 1.144. Буфер отбоя, изготовляемый фирмой «Эластоген» из ячеистого эластомера на базе полиуретана и устанавливаемый фирмой «Боге» в амортизатор кабины. Буфер отличается сравнительно большой высотой и мягким включением. Необходимый канал для выхода жидкости остается открытым даже при полном сжатии

рис. 2.29). На рис. 1.140—1.143 показаны буфера высотой 4—18 мм, применяемые в амортизаторах для легковых и легких грузовых автомобилей обеих вышеназванных фирм. Характеристики их упругости имеют сильно прогрессивный характер, упругая деформация — до 7 мм. Если ход отбоя амортизатора должен мягко ограничиваться на большем пути, то можно установить буфер из целласто (рис. 1.144) — ячеистого эластомера на базе полиуретана (изготовитель фирма «Эластоген»).

Конструктивная длина $L_{пост}$ амортизатора при наличии упорной шайбы *6*, видимой на рис. 1.139, увеличивается за счет размера, определяющего высоту поршня в сборе. В двухтрубных амортизаторах фирмы «Фихтель и Закс» размер от верхнего торца комплекта клапана, установленного на поршне, до опорной поверхности эластичного буфера $l_{19} = 6$ мм. Длина l_{13}, указанная на рис. 1.152 и 1.140, складывается из размера l_{19} и высоты буфера l_{20}. Для типа 3 на рис. 1.140 это будет:

$$l_{13} = l_{19} + l_{20} = 6 + 12 = 18 \text{ мм}.$$

Чтобы получить значение l'_{13}, увеличивающее конструктивную длину с $L_{пост}$ до $L'_{пост}$, нужно из l_{13} вычесть еще максимальную деформацию буфера s_2, которая (по графику) составляет 5 мм:

$$l'_{13} = l_{13} - s_2 = 18 - 5 = 13 \text{ мм}.$$

Для обеспечения достаточного расстояния между опорами при полностью выдвинутом штоке фирма «Боге» рекомендует в двухтрубных амортизаторах использовать размер l_{19} не менее 8 мм, т. е. располагать буфер на 2 мм выше. Полученный недостаток — несколько большая конструктивная длина — компенсируется увеличенным объемом жидкости.

Фирма «Бильштайн», чтобы получить минимальную длину $L_{пост}$, в газонаполненных амортизаторах с диаметром поршня 36 и 46 мм устанавливает плоский буфер отбоя непосредственно на опорную тарелку клапана сжатия (см. рис. 1.150, 2.5 и 2.38) при наличии большего свободного пространства можно применять буфер большего размера и устанавливать его выше (см. рис. 2.17 и 3.5). В этом случае возникающие силы нагружают опорную тарелку через дистанционную втулку; это решение не оказывает отрицательного воздействия на нагружаемый поршень и комбинацию клапанов. В то же время проточка здесь, на утоненном штоке (∅ 10,5 мм), имеющем к тому же повышенную твердость поверхности, могла бы привести к осложнениям (см. п. 1.3.1).

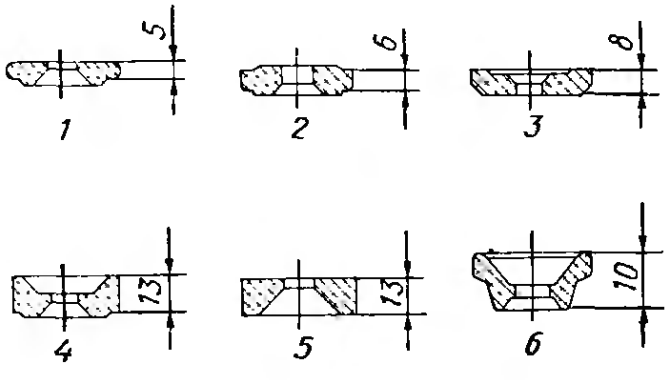
Ресурс эластичного буфера отбоя определяется его формой и материалом. Он должен выдерживать без изменения эластичности воздействие масла при температуре от —40 °С до +140 °С; при воздействии ударных нагрузок не должен происходить износ и возникать трещины. В противном случае продукты разрушения попали бы в клапаны и вызвали бы нарушение работы аморти-

затора. Длительные испытания, проводимые совместно соответствующими изготовителями автомобилей и амортизаторов, гарантируют отсутствие таких неисправностей в серийной продукции. По этой причине и для обеспечения предусмотренного хода отбоя колеса при замене амортизаторов со встроенным буфером можно устанавливать только такие амортизаторы, которые разрешены заводом — изготовителем автомобиля.

Из-за высокой температуры масла и больших усилий фирмы «Фихтель и Закс» и «Боге» предусматривают в двухтрубных амортизаторах для средних и тяжелых грузовых автомобилей исключительно гидравлические буфера отбоя; на рис. 1.17, 1.98 и 1.100 показаны различные их варианты. Пиковые нагрузки могут быть настолько большими, особенно в пневматических подвесках, что рассеивание энергии (за счет демпфирования) будет более желательным, чем ее накопление с последующим возвратом (за счет эластичного буфера). Конструктивная длина $L_{пост}$ амортизатора увеличивается за счет гидравлического буфера отбоя на $l_{i3} = 10$ мм (по амортизатору «Фихтель и Закс» *T*70).

1.13.2. Амортизаторы с буфером сжатия или дополнительным упругим элементом

В подвесках автомобиля различают эластичные буфера сжатия и дополнительные упругие элементы. Первые включаются только в конце хода колеса и предназначены лишь для бесшумного ограничения хода сжатия. Дополнительные упругие элементы включаются значительно раньше и совершают работу упругости на большем пути; лишь в полностью сжатом состоянии они служат ограничительным буфером. Размещение этих деталей вверху в ко-



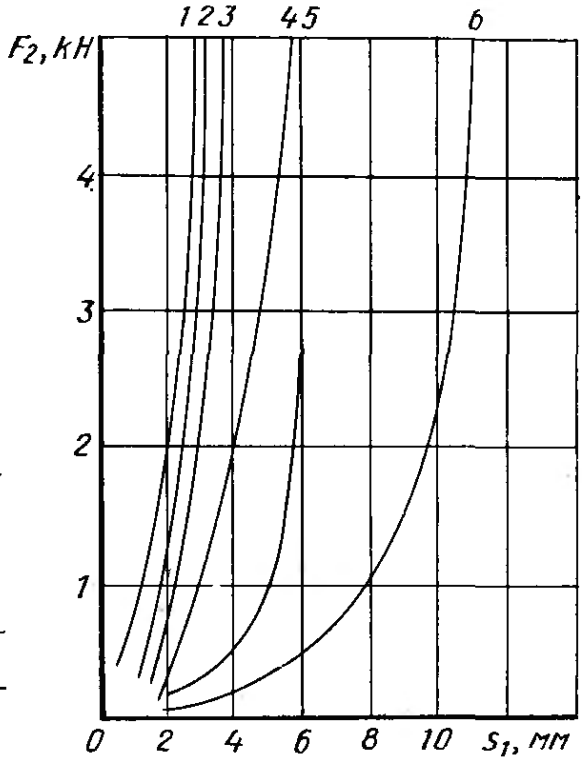


Рис. 1.145. Буфера сжатия из резины, предусмотренные фирмой «Фихтель и Закс» для двухтрубных амортизаторов S 26 (и, отчасти, S 30): их форма, высота l_{i2} и упругая деформация s_1 в зависимости от усилия сжатия F_2

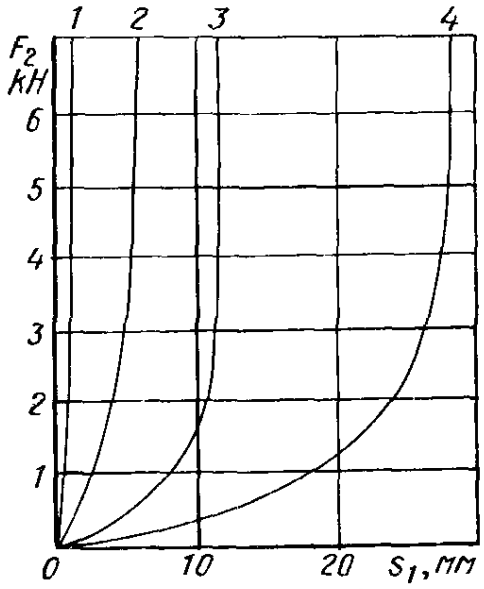


Рис. 1.146. Упругая деформация s_1 буферов сжатия, предусмотренных фирмой «Боге» для двухтрубных амортизаторов *T27* и *T32*. Варианты *1*, *2* и *3* имеют высоту без нагрузки соответственно $l_{12} = 8$, 15 и 23 мм и по форме соответствуют детали *1* на рис. 1.139. *Дополнительный упругий элемент* (кривая *4*) имеет высоту 44 мм

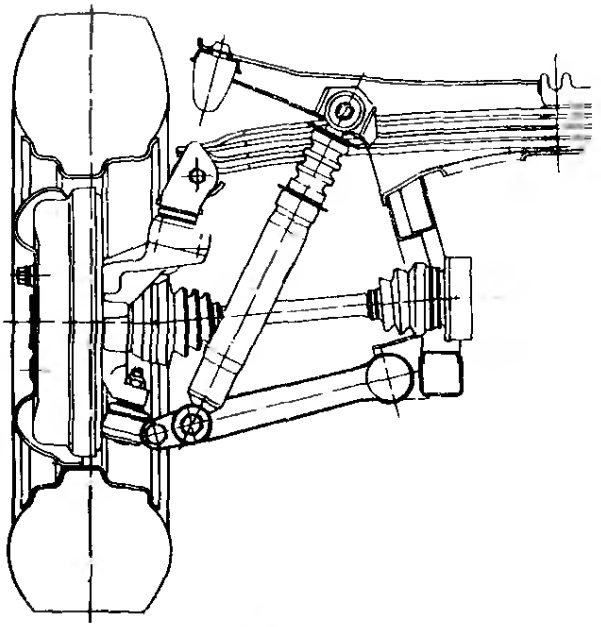


Рис. 1.147. Левая сторона передней подвески многоцелевого автомобиля «Фольксваген-ильтис». Хорошо видны четырехлистовая рессора, буфер сжатия, установленный над ней, и амортизатор с дополнительным упругим элементом производства фирмы «Эластоген»

жухе (см. рис. 1.152) или на цилиндре представляется наиболее экономичным и в настоящее время не встречает трудностей технического характера или относительно ресурса. Как пояснялось в п. 1.13.1, элементы крепления амортизатора выполняются таким образом, что они могут передавать сравнительно большие усилия, так что в большинстве случаев при дополнительном воздействии усилий буферов никакого усиления креплений не требуется. На рис. 1.139 кроме буфера *отбоя* был показан еще буфер сжатия *1* в разрезе.

Эта деталь *1* установлена на штоке *3*; при большом ходе сжатия буфер упирается в крышку, охватывающую резервуар, а при полном сжатии приходит в контакт с кожухом *2*. При неправильной форме или неизносостойком материале буфера образуются продукты износа, которые могут попасть в уплотнение штока и вывести его из строя (см. рис. 1.16). Последствиями этого было бы вытекание жидкости, снижение эффективности работы амортизатора и разрушение буфера (который не всегда изготовляется из маслостойкого материала).

Плоские буфера (рис. 1.145), а также буфера сжатия, которым соответствуют кривые *1*—*3* на рис. 1.146, едва ли могут обеспечить приемлемую форму кривой упругости. Если желательно устранить ощутимые толчки, т. е. обеспечить мягкое включение буфера, то необходимо увеличить его высоту или же установить дополнительный упругий элемент из ячеистого полиуретанового эластомера (рис. 1.147 и 1.148). На рис. 1.146 была показана кривая

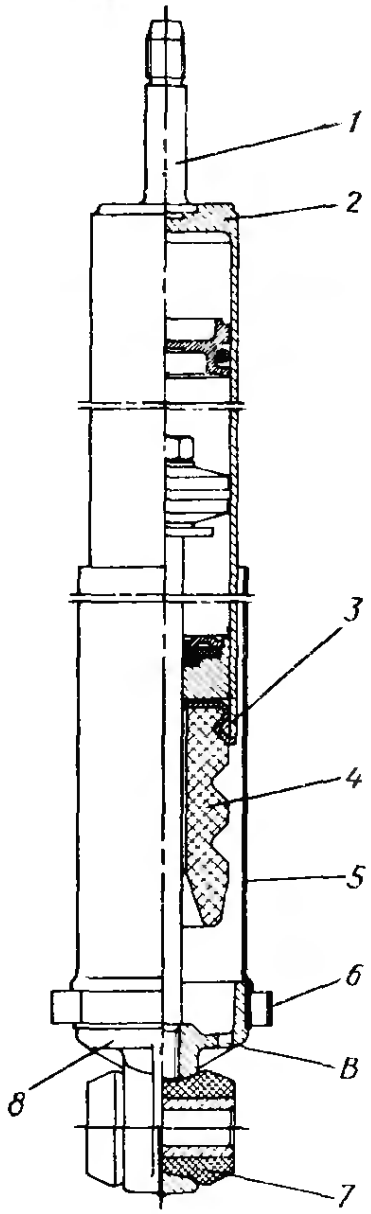


Рис. 1.148. Газонаполненный амортизатор, изготовляемый фирмой «Бильштайн» для задней подвески автомобилей «Даймлер-Бенц». Дополнительный упругий элемент *4*, поставляемый фирмой «Эластоген», установлен в держателе *3*, размещенном в цилиндре под направляющей штока, и закрыт резиновым защитным чехлом *5*, который крепится хомутом *6* к проушине *8*. При ходе сжатия дополнительный упругий элемент *4* приходит в контакт с соответствующей выемкой на проушине *8*; расположенные там два отверстия *В* служат для выхода воздуха. Резиновая деталь *7* соответствует типу *2*, показанному на рис. 1.120, и имеет большую ширину для уменьшения податливости. Верхний штырь *1* диаметром 11 мм приварен встык к цилиндру *2*, изготовленному методом холодного выдавливания

упругости *4* дополнительного упругого элемента высотой 44 мм, пригодного для двухтрубных амортизаторов, а на рис. 1.149 — кривые, соответствующие трем исполнениям фирмы «Боге», применяемым в газонаполненных амортизаторах, с упругой деформацией до $s_1 = 65$ мм. Формы и характеристики дополнительных упругих элементов, применяемых фирмой «Фихтель и Закс», представлены на рис. 1.150 и 1.151.

Любое встраивание дополнительной детали влечет за собой увеличение конструктивной длины амортизатора с $L_{пост}$ до $L'_{пост}$, т. е., чем выше буфер в сжатом состоянии, тем длиннее сам амортизатор и занимаемое им пространство. Если на автомобиле имеется достаточно места, то буфер может быть размещен на амортизаторе вверху. Если же располагаемая длина не позволяет этого, то используется возможность внешнего размещения буфера (как

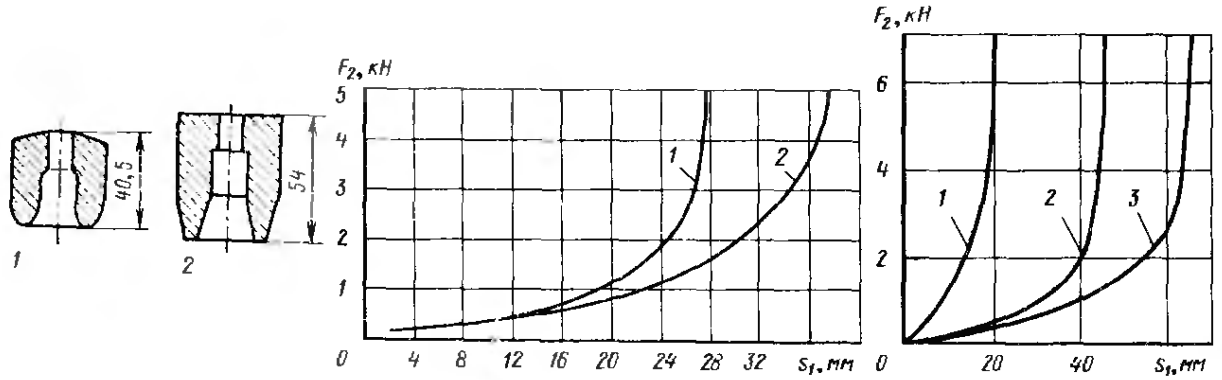


Рис. 1.149. Упругая деформация s_1 дополнительных упругих элементов из ячеистого полиуретана, предусмотренных фирмой «Боге» для газонаполненных амортизаторов B36 и TR 36. Высота l_{12} буферов составляет:
1 — 44 мм; *2* — 60 мм; *3* — 95 мм

Рис. 1.150. Упругая деформация s_1, форма и высота l_{12} дополнительных упругих элементов, встраиваемых фирмой «Фихтель и Закс» в амортизаторы S 26 и S 30

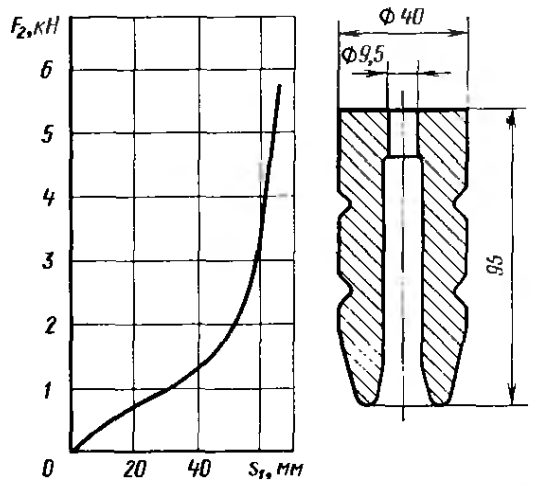


Рис. 1.151. Форма и упругая деформация s_1 дополнительного упругого элемента высотой 95 мм, изготовляемого фирмой «Эластоген» из ячеистого полиуретана и встраиваемого в передние газонаполненные амортизаторы автомобилей «Даймлер-Бенц» серии *S* (*W* 126) выпуска 1979 г.

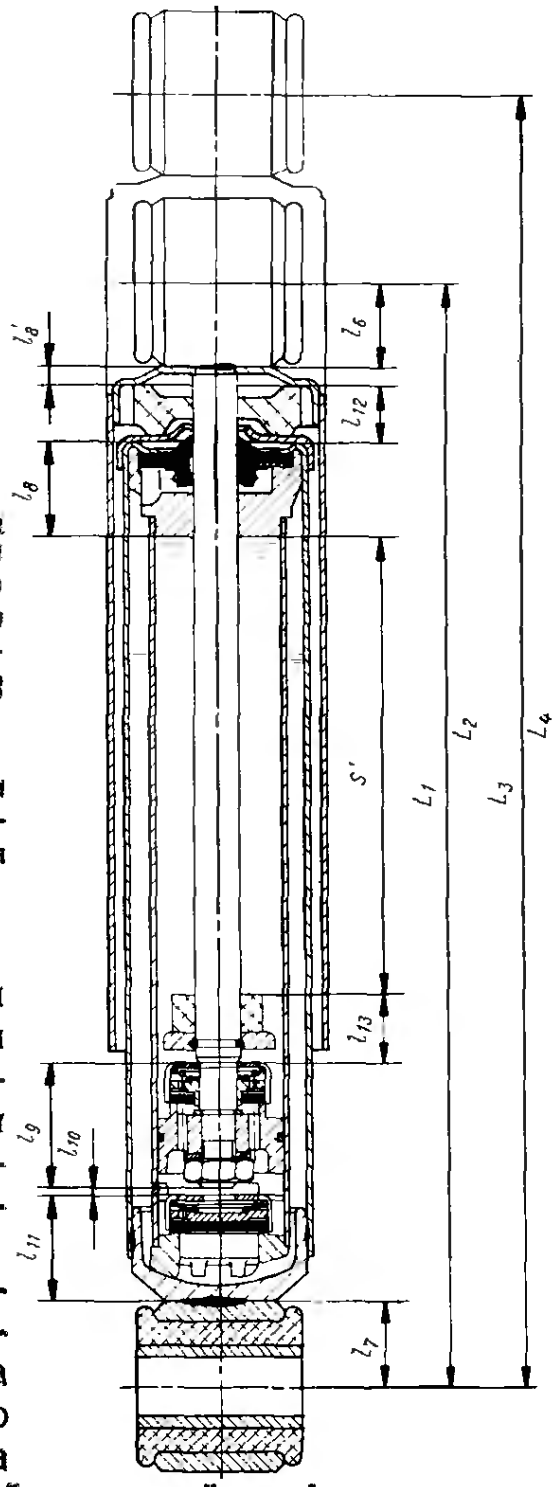


Рис. 1.152. Двухтрубный амортизатор фирмы «Фихтель и Закс» с проставленными размерами, которые необходимо учитывать при встраивании буфера отбоя и (или) сжатия

на стойках, см. рис. 2.27 справа и 2.28). Недостатком при этом является больший наружный диаметр и большее занимаемое пространство. Если амортизатор установлен внутри пружины, то может потребоваться увеличение диаметра ее навивки.

При проектировании амортизатора с буфером сжатия или дополнительным упругим элементом на штоке, нужно к длине $L_{\text{пост}}$ по рис. 1.136 прибавить высоту буфера l_{12} за вычетом его максимальной упругой деформации s_1:

$$L'_{\text{пост}} = L_{\text{пост}} + (l_{12} - s_1).$$

Если, к примеру, рассматривать дополнительные упругие элементы, показанные на рис. 1.32 и 1.39 и применяемые в передней подвеске легковых автомобилей фирмы «Даймлер-Бенц», результат получится следующий:

$$L'_{\text{пост}} = L_{\text{пост}} + (95 - 65) = L_{\text{пост}} + 30 \text{ мм}.$$

В конструкции амортизатора должно быть предусмотрено, чтобы даже при максимальном усилии сжатия конец штока не касался донного клапана или разделительного поршня; поэтому в размере $L'_{\text{пост}}$ рекомендуется иметь некоторый запас.

1.13.3. Амортизаторы с буферами сжатия и отбоя

На рис. 1.152 — чертеже фирмы «Фихтель и Закс» — приведены важнейшие, обозначенные индексами размеры, необходимые для определения конструктивной длины $L''_{пост}$ амортизаторов, осуществляющих ограничение хода подвески в обоих направлениях. Это следующие размеры:

L_1 — амортизатор сжат: длина между осями проушин при включении буфера сжатия;

L_2 — длина при полностью нагруженном, т. е. сжатом на величину s_1, буфере сжатия: $L_2 = L_1 - s_1$;

L_3 — амортизатор растянут: длина при включении буфера отбоя;

L_4 — длина при полностью нагруженном буфере отбоя; $L_4 = L_3 + s_2$;

s' — свободный ход между буферами (проставлен на рис. 1.152);

s — максимальный ход при полностью сжатых буферах сжатия и отбоя.

Рассмотрим для примера амортизатор, который в подвеске на двойных поперечных рычагах, при передаточном отношении $i_x = 2$ (от колеса к амортизатору, см. рис. 1.44) должен обеспечивать максимальный ход колеса $s_g = 160$ мм. Требуемый от амортизатора ход при полностью сжатых буферах отбоя и сжатия:

$$s' = s_g/i_x = 160/1{,}2 = 133 \text{ мм}.$$

По табл. 1.1 конструктивная длина для амортизатора *S*26 с проушинами составляет $L_{пост} = 118$ мм. В качестве буфера отбоя применяется показанный на рис. 1.140 тип 2:

$$l'_{13} = l_{19} + l_{20} - s_2 = 6 + 9 - 3 = 12 \text{ мм}.$$

Для ограничения хода в направлении сжатия применяется дополнительный упругий элемент *8* по рис. 1.150:

$$l'_{12} = l_{12} - s_1 = 54 - 37 = 17 \text{ мм}.$$

Конструктивная длина $L''_{пост}$ этого амортизатора будет:

$$L''_{пост} = L_{пост} + l'_{13} + l'_{12} = 118 + 12 + 17 = 147 \text{ мм}.$$

Минимальная длина:

$$L_2 = L''_{пост} + s = 147 + 133 = 280 \text{ мм}.$$

Максимальная длина

$$L_4 = L''_{пост} + 2s = 413 \text{ мм}.$$

Длины амортизатора при включении буферов:

$$L_1 = L_2 + s_1 = 280 + 37 = 317 \text{ мм};$$

$$L_3 = L_4 - s_2 = 413 - 3 = 410 \text{ мм}.$$

Свободный ход, обозначенный s' на рис. 1.152:

$$s' = L_3 - L_1 = 410 - 317 = 93 \text{ мм}.$$

Проверка регулировки амортизатора по двум точкам может осуществляться только в диапазоне хода s', т. е. в данном случае при

$$s = 25 \text{ мм и } s = 75 \text{ мм}.$$

При испытательном ходе 100 мм произошло бы уже включение дополнительного упругого элемента, что привело бы к искажению диаграммы на ходе сжатия.

2. ПРУЖИННЫЕ И АМОРТИЗАТОРНЫЕ СТОЙКИ

2.1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕРМИНОВ

Амортизаторы выполняются таким образом, чтобы они могли по прочности передавать переменные усилия отбоя и сжатия между элементами крепления, имеющими соответствующие размеры. Если на амортизаторе дополнительно установлена пружина подвески, которая одним торцом опирается на верхнее крепление штока, а другим — на резервуар (рис. 2.1 и 2.2), то из-за наличия нагрузки продолжительного воздействия, совпадающей по направлению с силами при сжатии, требуется усиленное крепление. Такую комбинацию, образующую единый элемент подвески и содержащую буфера отбоя и сжатия, называли иногда раньше стойкой, однако правильным является для нее название «амортизатор с пружиной».

Для передачи на кузов продольных и боковых сил, возникающих в контакте колеса, требуется более толстый шток; такие подвески со стойками «Макферсон» известны уже более 30 лет (см. работу [8], п. 3.4). В настоящее время такая конструкция называется направляющей стойкой — пружинной или амортизаторной. Последнее название применяется в том случае, когда пружина отсутствует, но боковые и продольные силы воспринимаются утолщенным штоком.

2.2. АМОРТИЗАТОРЫ С ПРУЖИНОЙ

2.2.1. Варианты исполнения

Амортизатор с пружиной, показанный на рис. 2.2, уже в течение нескольких десятилетий применяется для опоры задней маятниковой вилки на мотоциклах (при парной установке). Крепление осуществляется с помощью двух проушин, под верхней из которых расположены опорная чашка пружины и буфер сжатия. Такая конструкция, быстро устанавливаемая и содержащая все элементы подвески, применяется также фирмой «Лейланд» в задних подвесках всех моделей «Ягуар» (рис. 2.3 и 2.4), а также в подвесках

---

* С 1.1.85 г. введен в действие ОСТ 37.001.277—84 «Подвески автотранспортных средств. Термины и определения». Однако установленные им термины отражают лишь конструкции подвесок отечественных автомобилей и не охватывают большого разнообразия конструкций, описанных в этой книге. В связи с этим представляется целесообразным расширить и уточнить терминологию, установленную указанным отраслевым стандартом. — *Прим. перев.*

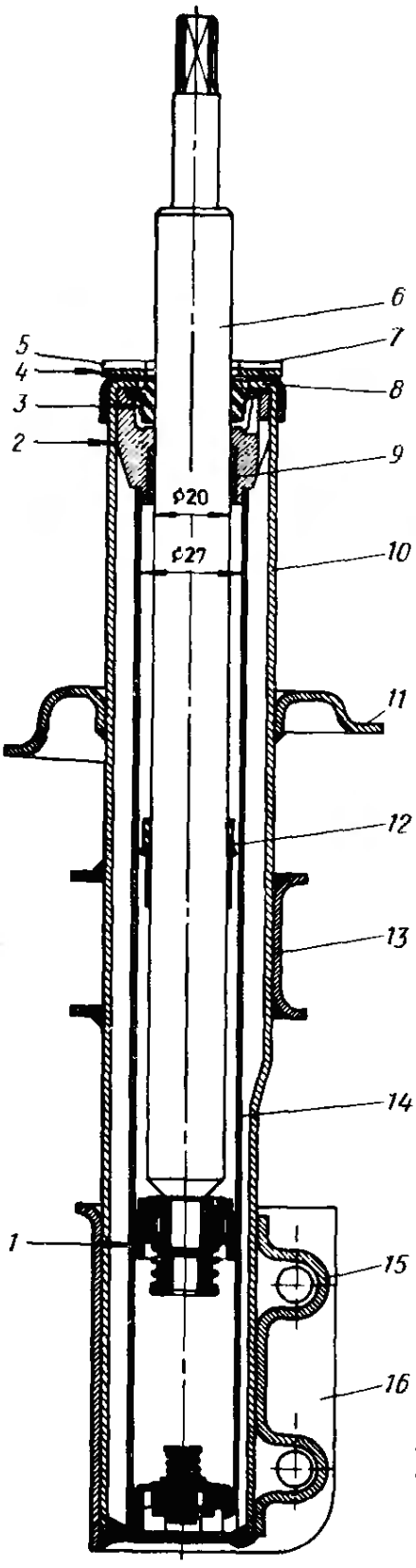


Рис. 2.1. Направляющая пружинная стойка для автомобиля «Фиат-панда», изготовляемая фирмой «Мокро». К резервуару *10* приварены опорная чашка *11* пружины подвески, кронштейн *13* для крепления поворотного рычага, а также детали *15* и *16* из листового материала, к которым болтами крепится поворотный кулак. На отбортовке *8* трубы резервуара установлена упорная шайба *4*, две поперечные канавки *5* которой предназначены для того, чтобы во внутренней полости упирающегося в эту шайбу дополнительного упругого элемента не возникало избыточное давление (см. рис. 2.9 и 2.26), иначе грязь и продукты износа нагнетались бы в уплотнение *3*. Последнее служит одновременно для герметизации относительно резервуара направляющей *2* штока, изготовленной из металлокерамики на основе железа. Снизу в направляющую запрессована втулка *9*, поверхность которой снижает трение со штоком *6*. Шток диаметром 20 мм имеет в средней части буфер отбоя *12*; при полном ходе отбоя колеса длина направляющей составляет еще L_{FU} = 120 мм (см. рис. 2.21). Снизу шток *6* обжат, чтобы можно было разместить на нем клапан отбоя и клапан перепуска (см. рис. 1.77). Уплотнение между поршнем и цилиндром осуществляет кольцо *1* с малым трением (см. рис. 1.76)



Рис. 2.2. Мотоциклетный амортизатор с пружиной, выпускаемый фирмой «Бильштайн», с буферами отбоя и сжатия, а также с шарнирными опорами в установочных проушинах (см. рис. 1.118)

на двойных поперечных рычагах практически всех гоночных автомобилей (см. работу [8] п. 3.4.2). На рис. 2.5 показан амортизатор с пружиной фирмы «Бильштайн», изготовляемый методом выдавливания из алюминиевого сплава, который весит менее 1 кг (несмотря на диаметр поршня 46 мм) и оснащен буфером отбоя *3* и дополнительным упругим элементом *5*. Для крепления в обе проушины *1* и *7* запрессованы сферические опоры *GEZ008ES* фирмы СКФ с отверстием 12,7 мм (см. также рис. 1.118), имеющие

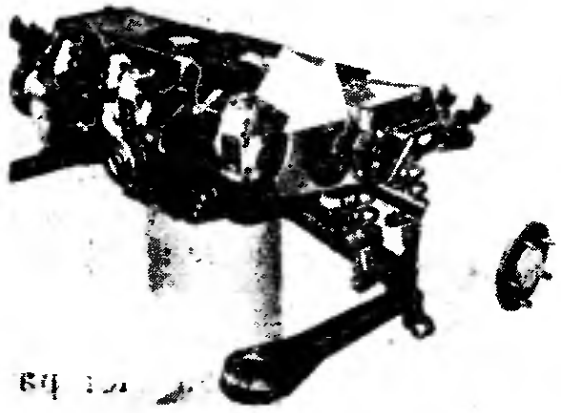
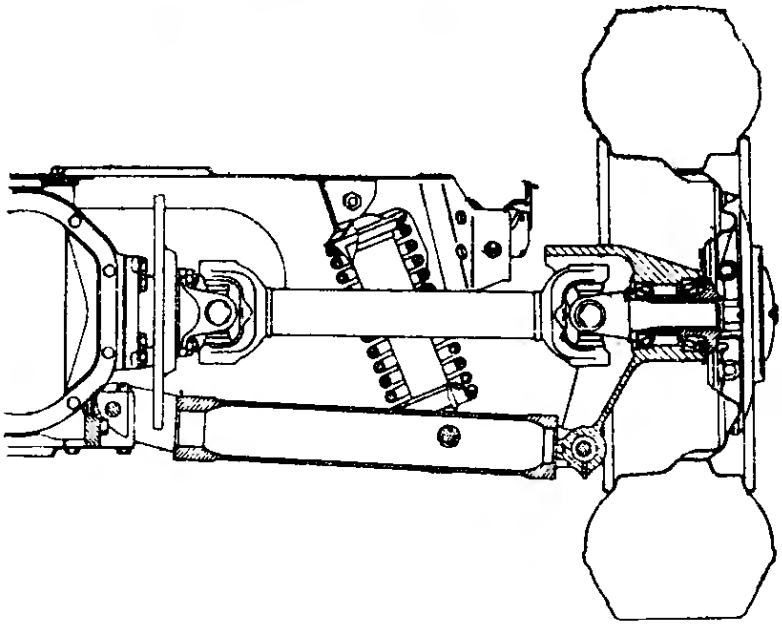


Рис. 2.3. Задняя подвеска автомобиля «Ягуар» выпуска 1980 г. с внутренним расположением дисковых тормозов. С каждой стороны устанавливаются по два амортизатора с пружиной. Направленные вперед кронштейны передают продольные тяговые и тормозные силы, боковые же силы воспринимаются совместно нижними поперечными рычагами и полуосями. Три стрелки указывают места крепления к кузову



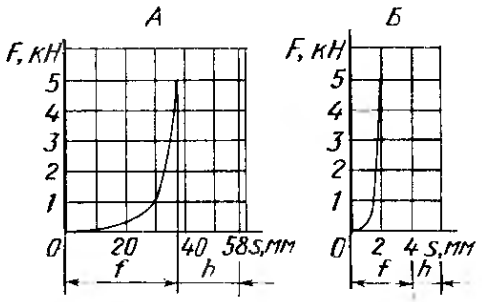


Рис. 2.4. В задней подвеске автомобилей «Ягуар» амортизаторы с пружиной крепятся вверху и внизу только одним болтом

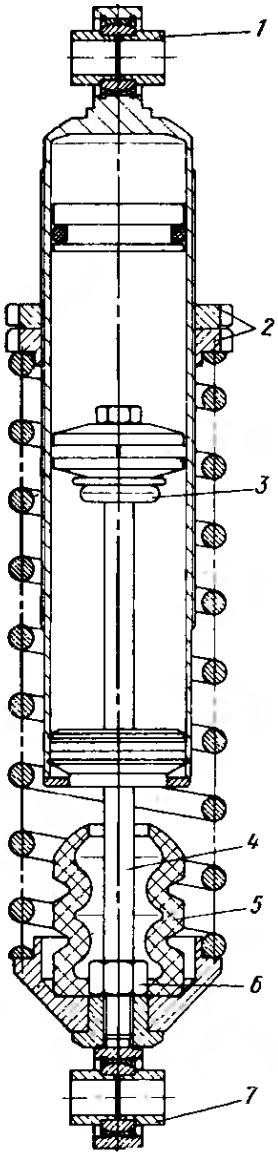


Рис. 2.5. Газонаполненный амортизатор с пружиной (вариант из алюминия), разработанный фирмой «Бильштайн» для гоночных автомобилей. Изменение высоты автомобиля осуществляется с помощью двух взаимно контрящихся круглых гаек *2* с мелкой резьбой М52×1,5. Хорошо видны дополнительный упругий элемент *5* с прогрессивной характеристикой, сидящий на штоке внизу, шарнирные опоры в обеих проушинах *1* и *7* и буфер отбоя *3* на поршне (внутренний буфер). Внизу на штоке находится ступенчатая гайка *6*, дополнительное сверление которой охватывает шток поверх резьбы — для повышения прочности:

А — дополнительный упругий элемент; *Б* — внутренний буфер; *f* — упругая деформация; *h* — высота при полном сжатии

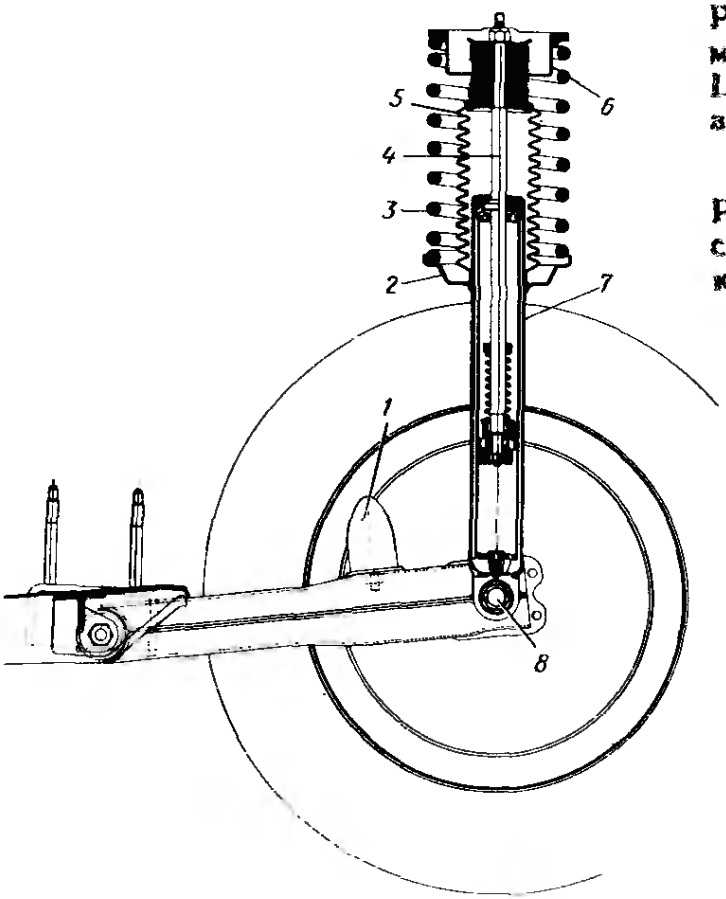
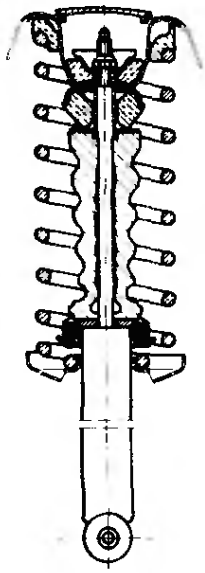


Рис. 2.6. Задняя подвеска автомобилей «Пежо 104» и «Ситроен LNA»; показанный в разрезе амортизатор с пружиной изготовляется фирмой «Пежо»

Рис. 2.7. Задний амортизатор с пружиной автомобиля «Фольксваген-пассат С» с дополнительным упругим элементом



угловую подвижность и неподатливые в осевом направлении. Высота автомобиля может бесступенчато регулироваться с помощью круглых гаек *2*. Для снижения неподрессоренных масс шток *4* выдвигается вниз.

2.2.2. Амортизаторы с нижней опорной чашкой пружины

Амортизаторы с пружиной находят все более широкое применение, в особенности в задних подвесках легковых и комбинированных автомобилей (см. работу [8] пп. 3.2.5, 3.4.4, 3.9.3, 3.10.3 и 3.11), но из экономии и с целью лучшей шумоизоляции

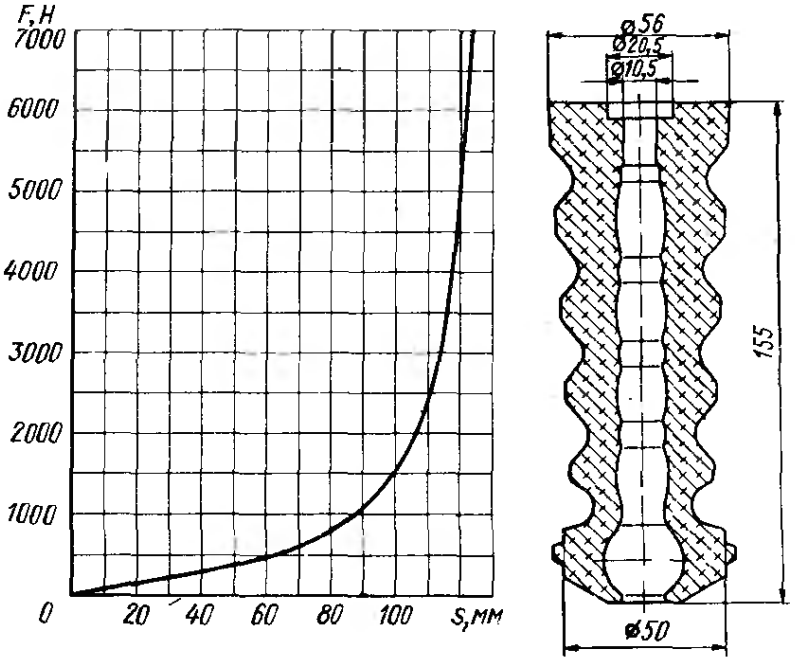


Рис. 2.8. Форма и характеристика упругости дополнительного упругого элемента, изготовляемого из материала «целласто» фирмой «Эластроган» для автомобилей «Фольксваген-пассат С». Хорошо видна сильная прогрессивность и обусловленная материалом возможность получения упругой деформации 123 мм при высоте детали 155 мм

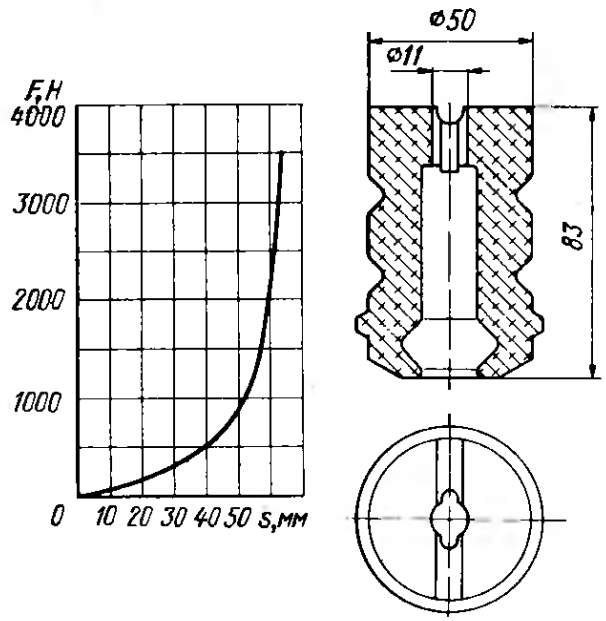


Рис. 2.9. Форма и характеристика упругости дополнительного упругого элемента высотой всего 83 мм, устанавливаемого фирмой БМВ на задние амортизаторы с пружиной, для комплектации с 1981 г. автомобилей новой пятой серии. Хорошо видно обеспечение выхода воздуха из внутренней полости через две выемки в отверстии 11 мм и поперечный канал (изготовитель — фирма «Эластограи»)

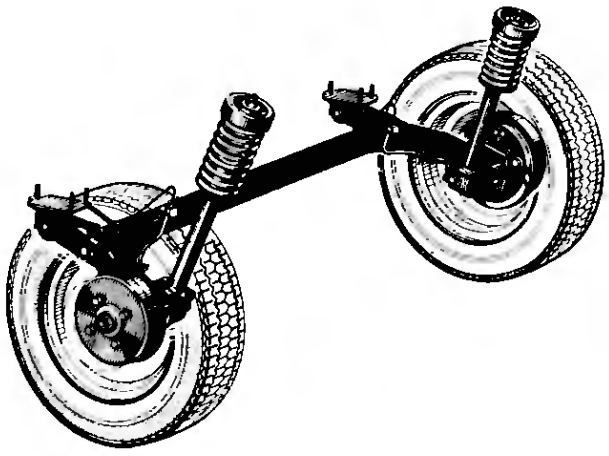


Рис. 2.10. Задняя подвеска со связанными рычагами автомобиля «Фольксваген-поло С». Пружины, установленные высоко вверху на амортизаторах, опираются непосредственно на кузов

верхняя опорная чашка *6* пружины (рис. 2.6) оформляется непосредственно на кузове и пружина *3* опирается в этом месте через резиновую прокладку. В этой же детали *6* расположено и штыревое крепление штока *4*, защищенного гофрированным чехлом *5*. На нижнем конце штока расположен буфер отбоя, поддерживаемый пружиной. Болт *8* осуществляет крепление амортизатора с пружиной на продольном рычаге точно по оси колеса, т. е. передаточное отношение i_x от колеса к амортизатору равно единице. Буфер сжатия *1* установлен на этом же рычаге сверху.

На рис. 2.7 показан аналогичный по конструкции амортизатор с пружиной автомобиля «Фольксваген-пассат *С*» (модель 1981 г.), только здесь высокий дополнительный упругий элемент обеспечивает желаемую прогрессивность жесткости и в значительной мере препятствует пробоям подвески. На рис. 2.8 и 2.9 показаны форма и характеристика упругости таких деталей, изготовляемых фирмой «Эластоград» из материала «целласто» (ячеистый полиуретановый эластомер). Почти такую же конструкцию, как на «Пассате», имеют амортизаторы с пружиной, устанавливаемые фирмой «Фольксваген» на новый автомобиль «Поло *С*» выпуска 1981 г. Их можно видеть на рис. 2.10, они закреплены несколько ниже оси колеса на модернизированной подвеске со связанными рычагами. Амортизатор с пружиной требует больше места по ширине, чем простой амортизатор, что приводит к заужению погрузочной поверхности: для комбинированных автомобилей это является недостатком, для легковых же не так важно. На рис. 2.11 видно это сужение, которое проявляется только при

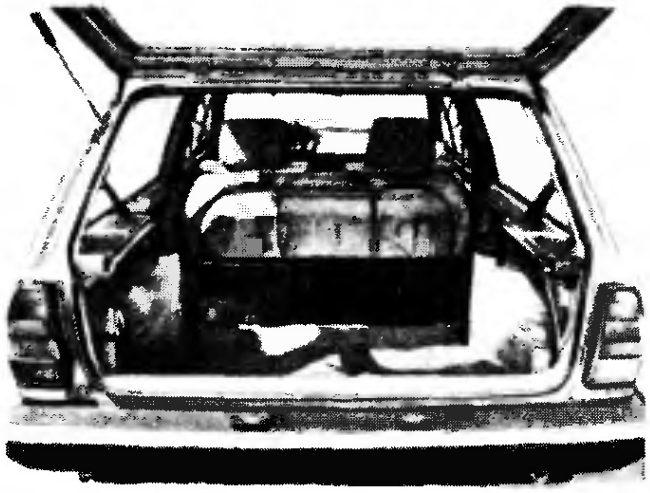


Рис. 2.11. Вид на погрузочную поверхность автомобиля «Фольксваген-поло С» со сложенным задним сиденьем. Получающийся при этом багажник объемом около 1 м³, хотя и несколько сужен боковыми выступами (в которых размещены пружинные стойки), однако из-за низкой погрузочной кромки имеет хороший доступ

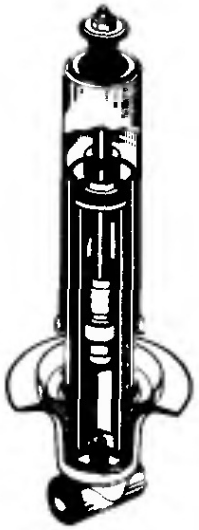


Рис. 2.12. Несущий амортизатор, изготовляемый фирмой «Пежо» для своих легких грузовиков J7 и J9. Проушина и нижняя опорная чашка выполнены как одно целое

сложенном заднем сиденье (т. е. на автомобиле с кузовом «универсал»). Все вышеприведенные варианты имеют нижнюю опорную чашку пружины, приваренную к резервуару двухтрубного амортизатора. Однако как для сборки амортизатора и его транспортирования, так и для хранения на автозаводе или складе запчастей

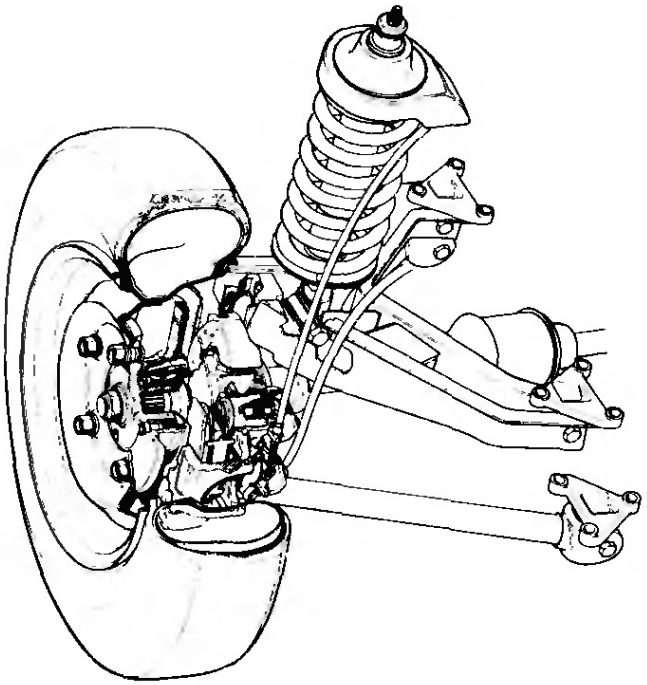


Рис. 2.13. Передняя подвеска легкого грузовика J9, выпущенного фирмой «Пежо» в 1979 г. Амортизатор с пружиной закреплен сквозным болтом на верхнем рычаге

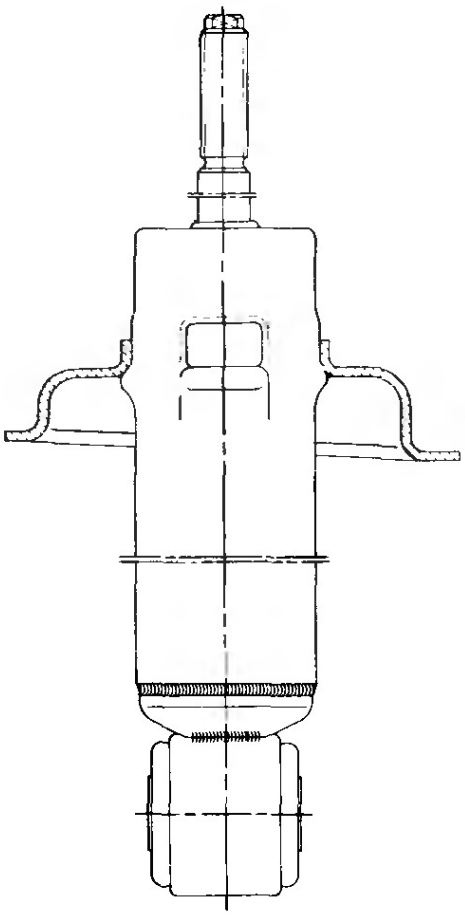


Рис. 2.14. Двухтрубный амортизатор фирмы «Боге» со штыревым креплением вверху и проушиной внизу, а также с выдавленными выступами для опоры нижней чашки пружины

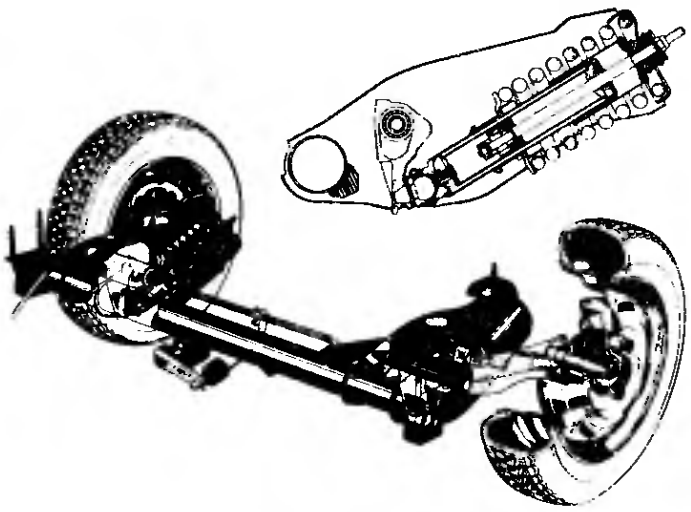


Рис. 2.15. Задняя подвеска модели «305 брик», выпущенной фирмой «Пежо» в 1980 г. Чтобы не уменьшать ширину погрузочной поверхности на этом комбинированном автомобиле, амортизаторы с пружиной расположены с большим отклонением от вертикали примерно на высоте центра колеса и через шаровые шарниры связаны с продольными рычагами (см. также рис. 2.11). Направленные вниз передаточные рычаги относительно коротки; возникающие в связи с этим большие силы являются причиной установки каждого продольного рычага на двух конических роликовых подшипниках. Нижняя чашка пружины опирается на кольцо уголкового сечения, неподвижно установленное на резервуаре двухтрубного амортизатора, а верхняя чашка расположена в месте штыревого крепления амортизатора, но не связана с амортизатором

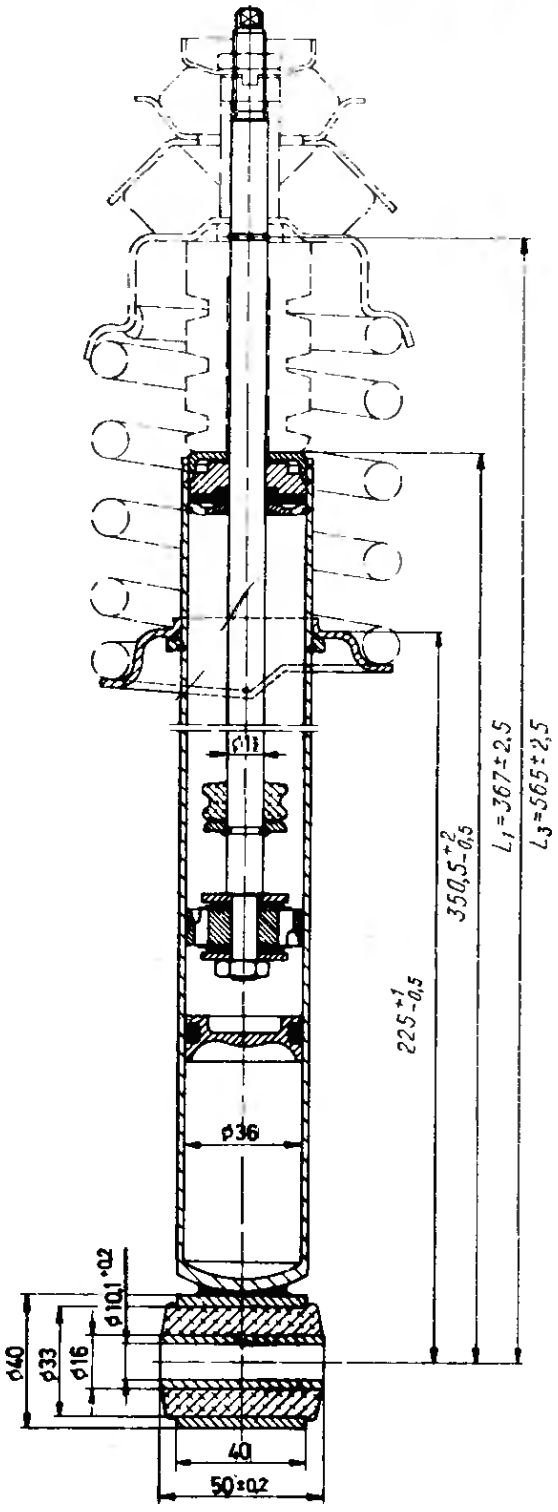


Рис. 2.16. Несущий газонаполненный амортизатор ET36 фирмы «Фихтель и Закс» с разделительным поршнем. Буфер отбоя расположен на 24 мм выше поршня (размер l_{19}) и через закладное стопорное кольцо опирается на шток толщиной 11 мм; поясок опорной шайбы для надежности завальцован. Нижняя чашка пружины надевается на цилиндр и опирается на уголковое кольцо, охватывающее стопорное кольцо, за счет чего выскакивание последнего становится невозможным. Обозначенный вверху дополнительный упругий элемент приходит в контакт с крышкой, запрессованной в цилиндр и защищающей направляющую штока и уплотнительный комплект. Нижняя проушина хотя и имеет несколько бо́льшую ширину, чем обычно, однако предназначена для крепления сквозным болтом диаметром всего 10 мм

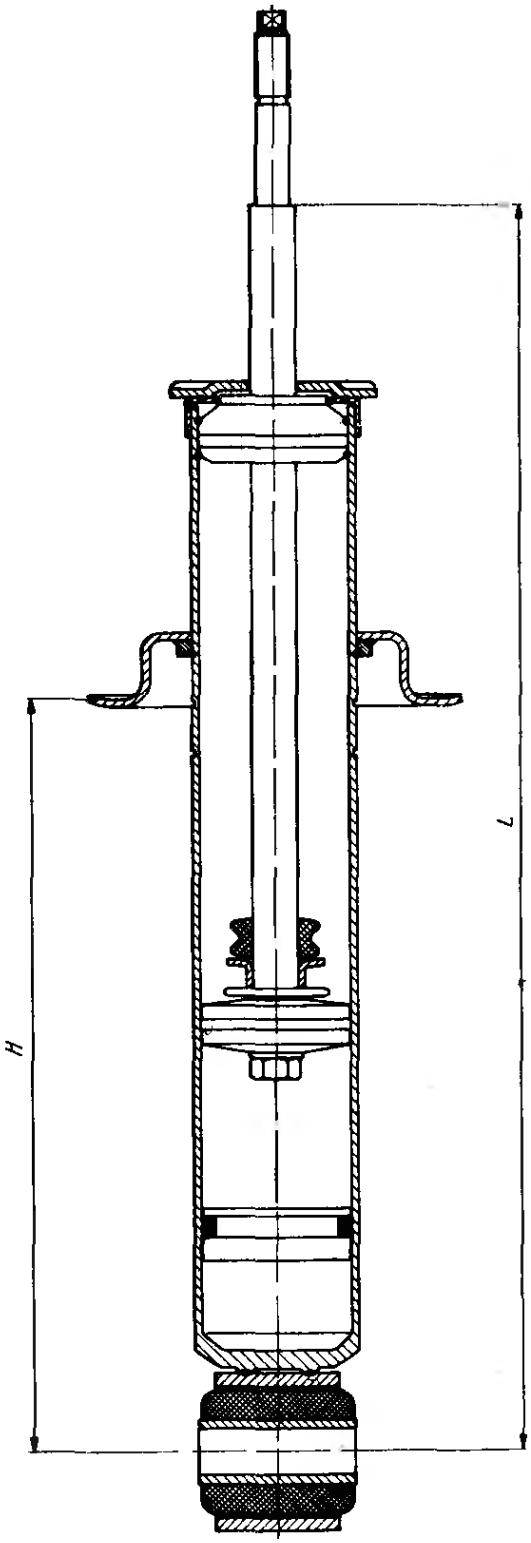


Рис. 2.17. Несущий газонаполненный амортизатор фирмы «Бильштайн» с диаметром поршня 46 мм и штока 14 мм, устанавливаемый в заднюю подвеску автомобилей БМВ «М535i». Вверху диаметр штока уменьшен до 10 мм, чтобы получить упор для нижней чашки штыревого крепления. Буфер отбоя, установленный на штоке, опирается через втулку с отбортовкой на шайбу, прижатую к клапану сжатия. Над направляющей штока находится защищающая ее крышка с выдавленными поперечными каналами для выхода воздуха, так как в этом месте происходит упор дополнительного упругого элемтена. Высоту автомобиля можно регулировать по желанию, используя три выточенные на трубе цилиндра канавки. В одну из этих канавок устанавливается стопорное кольцо, на которое ложится (охватывая его) нижняя чашка пружины. Шарнир пружины имеет ширину 50 мм, крепление осуществляется болтом М14×1,5:

H — высота до чашки пружины: 1-ая ступень (229 ± 1,5) мм, 2-ая ступень (214 ± 1,5) мм, третья ступень (199 ± 1,5) мм. *L* — длина амортизатора, мм: (332 ± 2) шток вдвинут (20 °С), (518 ± 2) шток выдвинут до касания буфера, (524 ± 2) шток выдвинут, буфер сжат

удобнее и выгоднее, если эта опорная чашка не выполнена как одно целое с резервуаром амортизатора (рис. 2.12 и 2.13). Она должна быть съемной и, будучи надетой на амортизатор, может опираться на четыре выступа (рис. 2.14), на приваренный, круговой уголковый профиль (рис. 2.15) или же на закладное стопорное кольцо (рис. 2.16). Два первых варианта предлагаются для применения на двухтрубных амортизаторах; высокие прочностные показатели изготовленного методом холодного выдавливания и имеющего толщину 2 мм цилиндра однотрубного амортизатора позволяют сделать на нем проточку глубиной 0,6 мм и использовать высокую нагрузочную способность закладочного стопорного кольца. Если предусмотреть несколько проточек, то с их помощью можно ступенчато (в определенных границах) менять габаритную высоту автомобиля (рис. 2.17). Приваренный к опорной чашке ступенчатый поясок охватывает закладное стопорное кольцо, так что оно не может выскочить даже при резких, ударных нагрузках. Амортизаторы *B*46 фирмы «Бильштайн» имеют толщину

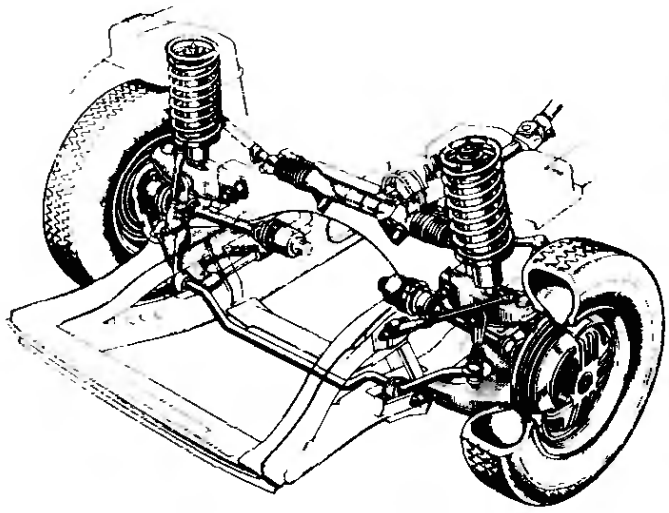


Рис. 2.18. Передняя подвеска автомобиля «Рено-30ТХ», которая в аналогичном виде устанавливается также на модели «20» и «Фуего». Для обеспечения свободного прохода полуосей передних колес амортизаторы с пружиной расположены над верхними поперечными рычагами. Болты крепления, проходящие через нижний шарнир амортизатора, служат одновременно для шарнирного крепления стабилизатора; в результате с каждой стороны образуется один силовой элемент, воспринимающий нагрузки

стенки 2 мм, на амортизаторах *B36* она составляет только 1,7 мм и глубина канавки на них — 0,5 мм.

Если переднеприводной автомобиль имеет спереди подвеску на двойных поперечных рычагах, то целесообразно расположение амортизатора с пружиной над верхним рычагом и опора пружины подвески на брызговик крыла (как в подвеске «Макферсон», см. работу [8] ш. 3.4.3, 3.5.1). За счет этого можно создать требуемый свободный проход для полуосей; «Рено» применяет такое решение на моделях «18», «20» и «30» (рис. 2.18), а «Пежо» — на легких грузовых автомобилях *J7* и *J9* (рис. 2.19).

2.2.3. Возможности монтажа

Разделение пружины подвески и несущего ее амортизатора имеет кроме экономической выгоды еще и то преимущество, что изготовитель автомобиля может проконтролировать пружины и подобрать по высоте и жесткости соответствующие пары для установки в одну подвеску слева и справа. Основным же недостатком такой конструкции можно считать затруднения при ремонте. Такие пружины нельзя ни снять, ни установить без стяжного устройства, а эта операция является необходимой, если требуется заменить амортизатор. Единая конструкция, показанная на рис. 2.1—2.4, требующая для крепления всего два болта, представляется наиболее элегантным решением.

2.3. НАПРАВЛЯЮЩИЕ ПРУЖИННЫЕ СТОЙКИ

2.3.1. Варианты исполнений

Амортизатор с пружиной служит (вместе с пружиной подвески) только для того, чтобы передать вертикальные силы, возникающие в контакте колеса с дорогой, от подвески на кузов. В отличие от этого пружинная стойка в подвеске «Макферсон» осуществляет дополнительно направляющие функции: усиленный по

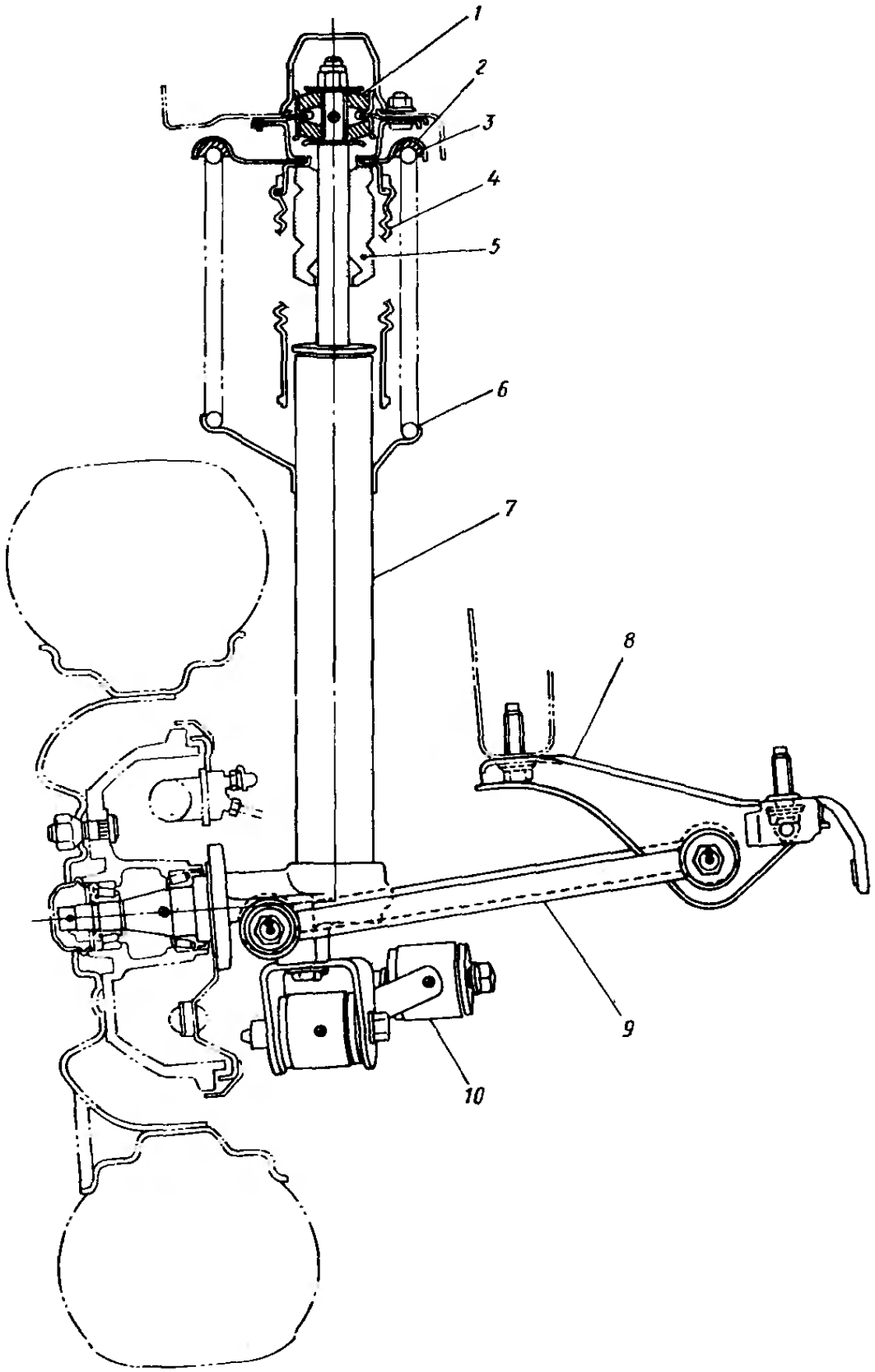


Рис. 2.19. В задней подвеске автомобиля «Датсун-станца» пружинная стойка запрессована в опору подшипника колеса и имеет с ним неразъемное соединение. Пружина подвески смещена к внешней стороне. Штыревой шарнир служит верхним креплением пружинной стойки и воспринимает силы во всех направлениях. Ход сжатия подвески ограничивается полым резиновым буфером:

1 — крепление стойки; *2* — чашка пружины; *3* — резиновая прокладка пружины; *4* — грязезащитный чехол; *5* — резиновый буфер; *6* — пружина подвески; *7* — пружинная стойка; *8* — кронштейн крепления поворотного рычага; *9* — параллельные поперечные рычаги; *10* — продольный рычаг

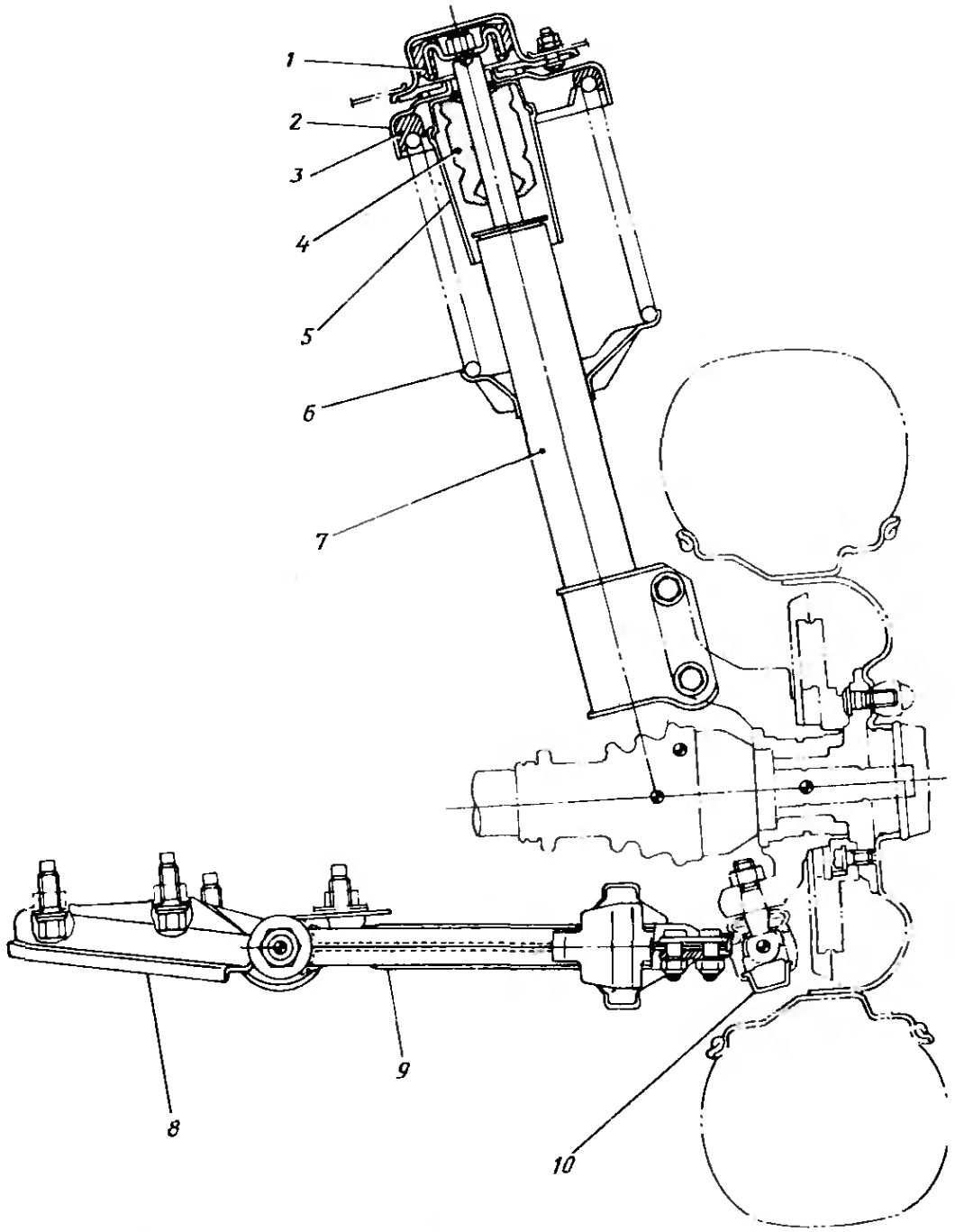


Рис. 2.20. Передняя подвеска автомобиля «Датсун-станца», появившегося на европейском рынке в 1981 г. Хорошо видна пружинная стойка, соединяющаяся двумя болтами с опорой подшипника колеса, пружина подвески, смещенная к внешней стороне для уменьшения трения, резиновый полый элемент в качестве буфера сжатия и придвинутый к колесу нижний направляющий шарнир для получения отрицательного плеча обкатки:

1 — крепление стойки; *2* — чашка пружины; *3* — резиновая прокладка пружины; *4* — резиновый буфер; *5* — грязезащитный кожух; *6* — пружина подвески; *7* — пружинная стойка; *8* — кронштейн; *9* — поперечный рычаг; *10* — нижний шаровой шарнир

диаметру с 11 до 20—28 мм шток может воспринимать продольные и боковые силы и заменяет верхний рычаг вместе с тремя его опорами.

Конструкции, которые в настоящее время называются пружинными направляющими стойками, подразделяются на такие, в которых опора подшипника колеса * неразъемно соединена

* Термин «опора подшипника колеса» обозначает деталь — кулак, стойку, цапфу, балку, несущую неподвижное кольцо подшипника колеса. — *Прим. перев.*

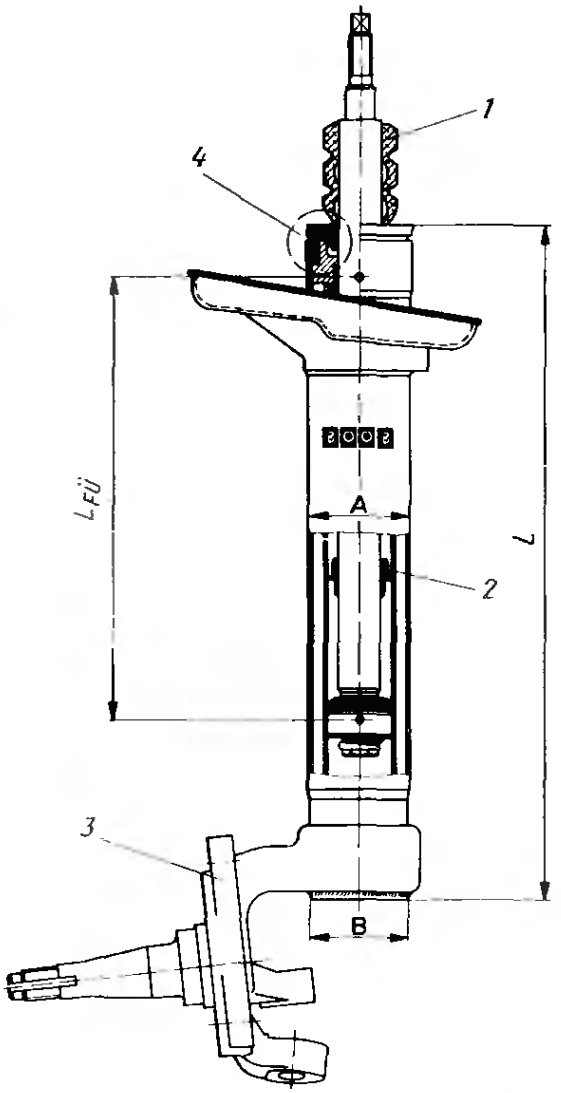


Рис. 2.21. Направляющая стойка фирмы «Боге». На рисунке видны пустотелый резиновый элемент *1*, который при ходе сжатия упирается в резьбовую крышку *4*, буфер *2*, ограничивающий ход отбоя, и поворотная стойка *3*, неразъемно связанная с резервуаром амортизатора. В стойку может устанавливаться поршень диаметром 27, 32, 36 мм. Обозначена общая длина *L* амортизаторной части и длина направления $L_{FÜ}$, т. е. расстояние от середины поршня до середины направляющей

с резервуаром амортизатора (см. рис. 2.19) и раздельные (рис. 2.20, см. также рис. 2.1). Первая из этих групп имеет то преимущество, что при потере демпфирования можно просто заменить один амортизатор (подробности см. в работе [8], п. 3.5.5). Эти конструкции не требуется делать разборными, поэтому закрывание собственно амортизатора, т. е. фиксирование направляющей штока осуществляется обжатием трубы резервуара или ее закаткой (см. рис. 2.42 и 2.47). Если же, как показано на рис. 2.21, поворотная стойка непосредственно или через промежуточную деталь, осуществляющую центрирование и крепление, неразъемно соединяется с пружиной стойкой, то выгоднее предусмотреть резьбовую крышку *4*, показанную в разрезе на рис. 1.25. В этом случае при отказе демпфирующего элемента он может быть заменен новым патроном: эта конструкция описана в п. 3.

2.3.2. Двухтрубные пружинные стойки, безнапорные

На рис. 2.22 показана пружинная стойка фирмы «Фихтель и Закс» вместе с поворотной стойкой *15*, имеющей неразъемное соединение с резервуаром амортизатора. Внизу стойка имеет коническое отверстие *1* для установки направляющего шарнира. Штырь в верхней части штока *6*, имеющего толщину 22 мм, крепится в опоре на кузове автомобиля (см. работу [8] п. 3.5.6). Резьбовая крышка *11* ввернута в резервуар *14* и имеет сверху площадку для упора буфера сжатия или дополнительного упругого элемента. Уплотнение *10* штока расположено внутри детали *11*. При затяжке крышка *11* через направляющую *9* штока и рабочий цилиндр *5* прижимает сферическую опору *2* к донышку, вварен-

ному в трубу резервуара. При выдвигании поршня буфер отбоя *7* упирается снизу в направляющую *9* штока. Этот эластичный буфер опирается на шайбу, охватывающую проволочное стопорное кольцо, сидящее на штоке *6*. Между буфером *7* и поршнем *4* должно сохраняться расстояние не менее 100 мм, чтобы при полном ходе отбоя иметь еще достаточную длину направления.

Над поршнем в сепараторе расположены упругие диски, составляющие клапан отбоя и одновременно исполняющие функцию обратного клапана (см. п. 1.7.2); аналогичную конструкцию имеет донный клапан *3*. Нижняя чашка *13* пружины подвески приварена к резервуару *14* амортизатора.

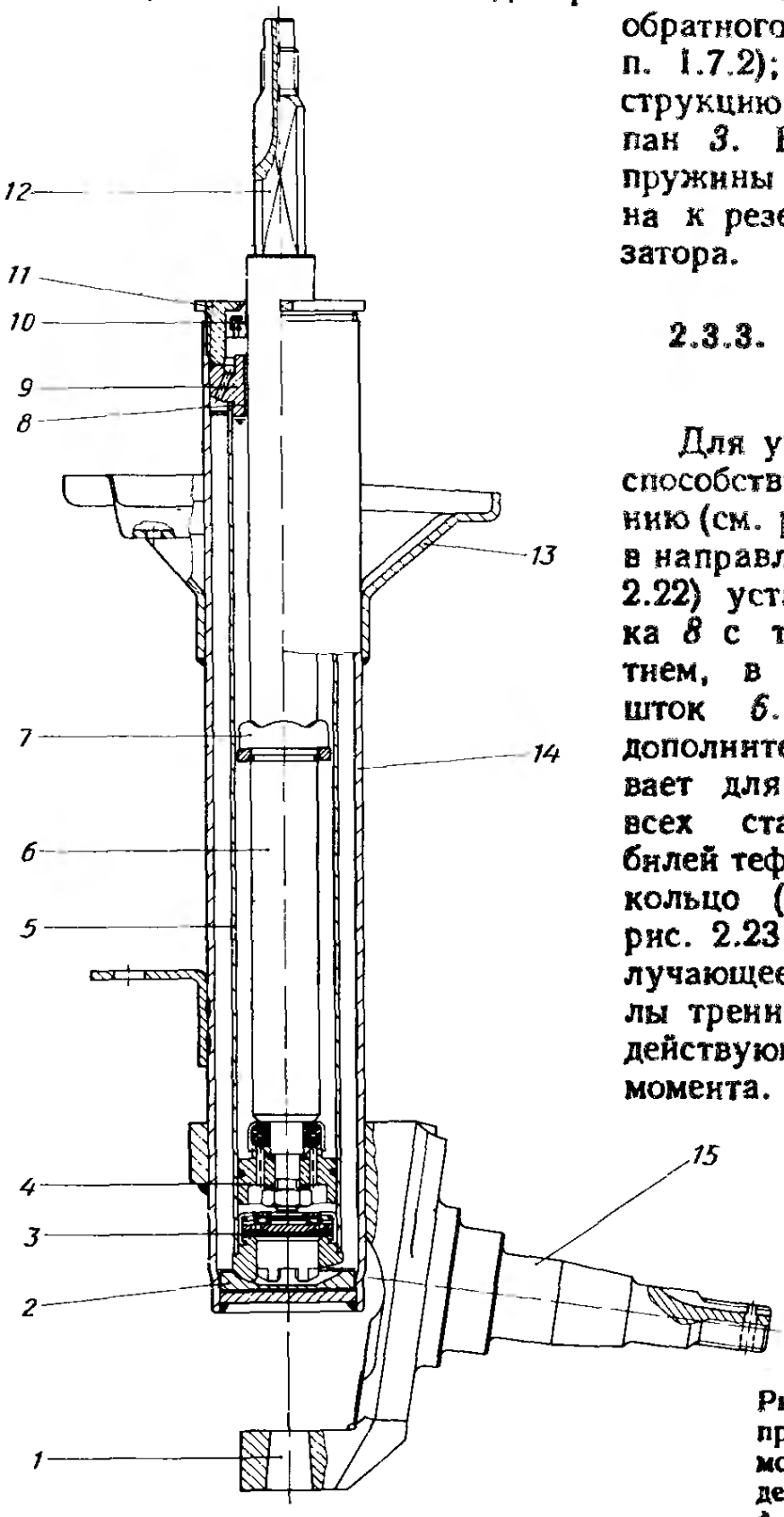


Рис. 2.22. Направляющая пружинная стойка автомобиля «Форд-капри» модели 82, изготовляемая фирмой «Фихтель и Закс»

2.3.3. Конструктивные указания

Для уменьшения трения, способствующего заклиниванию (см. работу [8] п. 3.5.3), в направляющей *9* (см. рис. 2.22) устанавливается втулка *8* с тефлоновым покрытием, в которой скользит шток *6*. Фирма «Опель» дополнительно предусматривает для пружинных стоек всех стандартных автомобилей тефлоновое поршневое кольцо (см. рис. 1.76). На рис. 2.23 хорошо видно получающееся уменьшение силы трения в зависимости от действующего изгибающего момента. В первом варианте

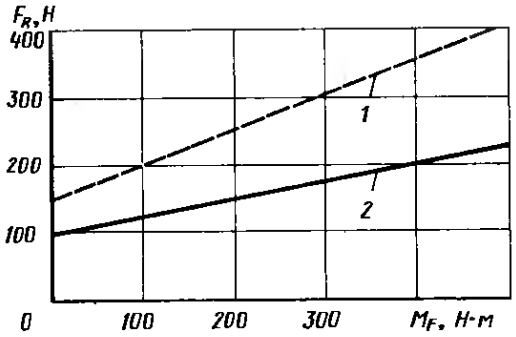


Рис. 2.23. Сила трения F_R, замеренная на пружинной стойке передней подвески автомобиля «Рекорд Е», в зависимости от изгибающего момента M_F. Результаты получены фирмой «Опель» при использовании тефлона в направляющей штока и на поршне, а также без установки втулки и поршневого кольца из этого, снижающего трение полимера:

1 — стойка с металлическим поршневым кольцом; *2* — стойка с тефлоновым поршневым кольцом и направляющей с тефлоновым покрытием

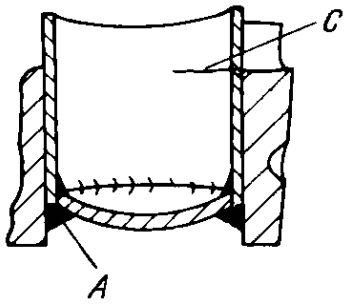


Рис. 2.24. Возможные места усталостных разрушений при слишком малом и слишком большом натяге между отверстием в опоре подшипника колеса и запрессовываемой стойкой (исследование фирмы БМВ). При малом натяге (0,0—0,1 мм) возникают трещины по свариому шву *A*, при среднем (0,1—0,3 мм) место разрушения *A* или *C*, при большом натяге (0,3—0,45 мм) возникают трещины в месте заделки трубы *C*

шток скользит непосредственно в направляющей и на поршне установлено чугунное кольцо, во втором варианте в обоих указанных местах применен тефлон. Если, как описано выше и показано на рис. 2.20, опора подшипника колеса соединяется с пружинной стойкой болтами, в качестве материала применяется, в частности, ковкая улучшаемая сталь *Ck45V* или же чугун с шаровидным графитом *GGG40*, ковкий чугун марок *GTW—S38—12* и *GTW—S35—10*, а также ковкий чугун, модифицированный магнием *GTS—G—45* производства фирмы «Георг Фишер». Для всех этих материалов относительное удлинение составляет не менее 10 %. На пружинных стойках, показанных на рис. 2.21 и 2.22, труба резервуара запрессована в опору подшипника колеса и дополнительно проварена в нижней части. В этом случае материал *GGG—40* не может применяться, поскольку он не сваривается. На рис. 2.24 показано прессовое соединение такого типа, а исследования фирмы БМВ, проведенные на передней подвеске автомобилей седьмой серии (см. [8] п. 3.5.6), показали, что если натяг между трубой резервуара и отверстием не выдержан в определенных пределах, то могут произойти усталостные разрушения. Если этот размер перед запрессовкой составляет менее 0,1 мм, то может произойти разрушение сварного шва *A*, если же натяг превышает 0,3 мм, то труба может дать трещину в месте *C*, поэтому для производства был выбран натяг при запрессовке 0,105—0,215 мм с дополнительным указанием для контроля, что усилие запрессовки должно составлять не менее 40 кН. В связи с этим в производстве можно легко отсортировать соединения с недостаточным натягом.

Технические данные и другие конструктивные указания содержатся в изданиях «Направляющие пружинные стойки» фирмы «Боге» и «Амортизаторы, рекомендации по установке для конструкторов» фирмы «Фихтель и Закс», а также номенклатурных справочниках фирм «Бильштайн», «Кони» и «Минро».

2.3.4. Дополнительные упругие элементы

Как можно видеть на рис. 2.19—2.21, в пружинных стойках ограничение хода сжатия осуществляется не жестко включающимся буфером сжатия (см. п. 1.13.2), а резиновым полым элементом (рис. 2.25, а также 2.5 и 2.28) или дополнительным упру-

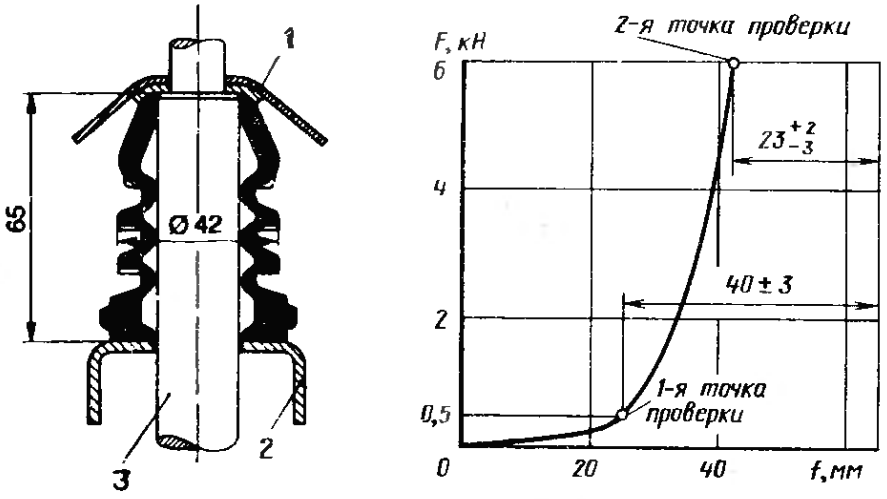


Рис. 2.25. Форма и характеристика упругости резинового пустотелого элемента высотой 65 мм, разработанного фирмой «Метцелер» для передней подвески автомобиля «Ауди 80». В соответствии с условиями испытаний этот элемент при усилии сжатия 0,5 кН имеет высоту $h_1 = 40 \pm 3$ мм и вследствие сильной прогрессивности 6 кН $h_2 = 23$ мм:

***1* — брызговик крыла; *2* — верхняя часть амортизатора; *3* — шток ⌀ 22 мм**

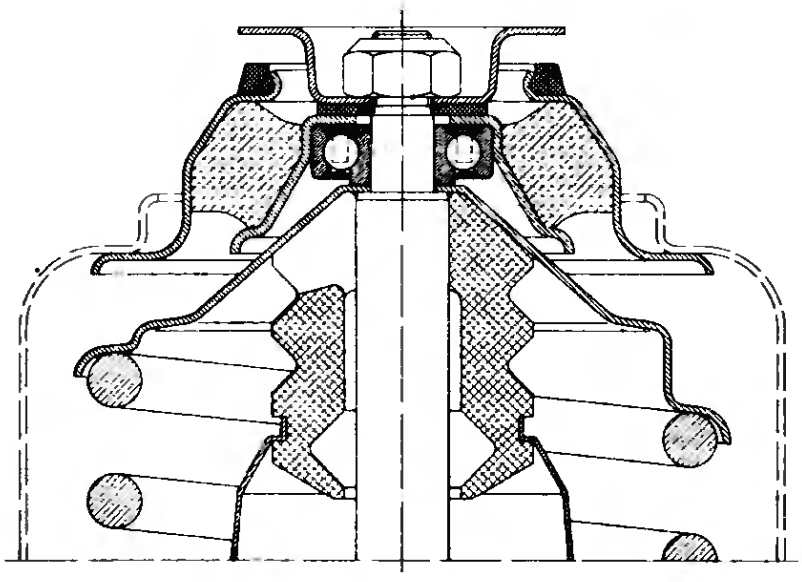


Рис. 2.26. Дополнительный упругий элемент в направляющей стойке зачастую прилегает вверху к чашке пружины и осуществляется при мягком включении с последующей сильной прогрессивностью — ограничение хода сжатия. Для обеспечения выхода воздуха из внутренней полости должен быть предусмотрен соответствующий канал (показан в верхней левой части детали), который остается открытым даже при полном сжатии. На нижней части упругого элемента надет пластмассовый кожух. В этой конструкции, применяемой фирмой «Вольво», радиальный шарикоподшипник фирмы ФАГ осуществляет поворотное движение пружины и штока относительно брызговика крыла

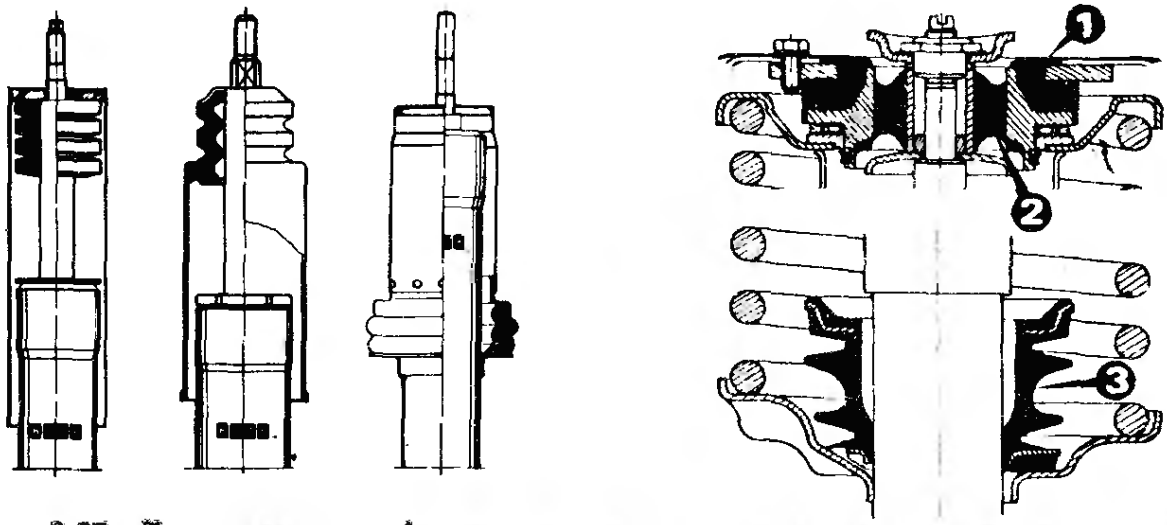


Рис. 2.27. Три различные формы дополнительного упругого элемента, предусмотренные фирмой «Боге» для установки в направляющие стойки

Рис. 2.28. Верхняя часть стойки передней подвески автомобиля «Тальбо-тагора». Для увеличения длины направления в стойке дополнительный упругий элемент *3* размещен на нижней чашке пружины. Крепление штока осуществляется в резиновой опоре *2* с применением дистанционной втулки, к которой прижаты две тарелки. При больших усилиях во время хода отбоя (на амортизаторе или на буфере) верхняя тарелка садится на резиновую деталь *1*, а при большом усилии сжатия — нижняя на деталь *2*. Верхняя чашка пружины прилегает к опорному подшипнику, а последний — к детали *1*

гим элементом из ячеистого полиуретанового эластомера. Форму последнего можно видеть на рис. 1.151, 2.8 и 2.9. Из приведенных там же характеристик можно судить о мягком включении этих элементов и сильной прогрессивности при относительно больших нагрузках. При ходе сжатия колеса дополнительный упругий элемент приходит в контакт со стальной или пластмассовой шайбой, закрывающей уплотнение штока, и может вследствие этого «закупориться». В связи с этим важно безусловно гарантировать возможность выхода воздуха вплоть до состояния полного сжатия, чтобы запертый воздух не начал распирать упругий элемент. На рис. 2.26 можно видеть, что в левой верхней части упругого элемента имеется для этой цели окно, а на его нижнюю часть надет грязезащитный кожух; элемент, показанный на рис. 2.9, имеет поперечный канал и выемки, пропускающие воздух около штока.

На рис. 2.27 показаны три различных грязезащитных кожуха, которые фирма «Боге» устанавливает вместе с показанными дополнительными упругими элементами в пружинные стойки. В левом варианте кожух из пластмассы, резины или стали закрывает и дополнительный упругий элемент, а в правом варианте можно видеть увеличенный по диаметру упругий элемент. Последний закреплен вверху в промежуточной трубе и при ходе сжатия упирается в кольцо, сидящее на трубе резервуара стойки. Недостатком может быть то, что требуется больше места внутри пружины, а преимущество заключается в том, что демпфирующую часть стойки можно выполнить длиннее, увеличив при этом рас-

стояние между направляющей штока и поршнем что приведет к уменьшению прогиба штока (уменьшение отрезка *a* при той же длине *l*, см. рис. 2.46). Особенно наглядно видно это на рис. 2.28: на автомобиле «Тагора», выпущенном фирмой «Тальбо» в 1981 г., дополнительный упругий элемент *3* расположен внизу на чашке пружины. Резиновые детали *1* и *2* предотвращают передачу дорожных шумов через брызговик крыла на кузов.

2.3.5. Буфера отбоя

Как можно видеть на рис. 2.22, буфер отбоя из подиамида имеет волнистую поверхность, чтобы обеспечить мягкое включение. На рис. 2.29 показаны применяемый фирмой «Боге» буфер и несущее кольцо под ним уголкового сечения, прикрепленное к штоку точечной сваркой. На рис. 2.30 представлены характеристики упругости наиболее часто применяемого буфера высотой 8,5 мм (кривая *1*) и разработанного для специальных случаев буфера высотой 14,5 мм (кривая *2*). Может быть применен также описанный в работе [8], п. 3.5.1 и изображенный на рис. 1.101 и 1.102 пружинно-гидравлический буфер отбоя, который воспринимает усилия при отбое на отрезке до 65 мм и дополнительно оказывает демпфирующее действие.

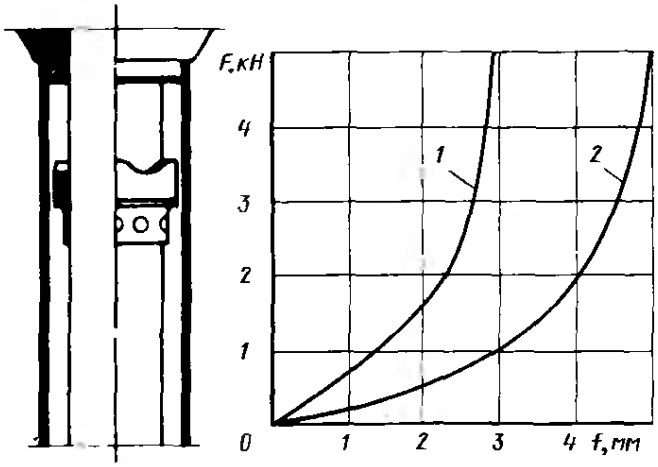


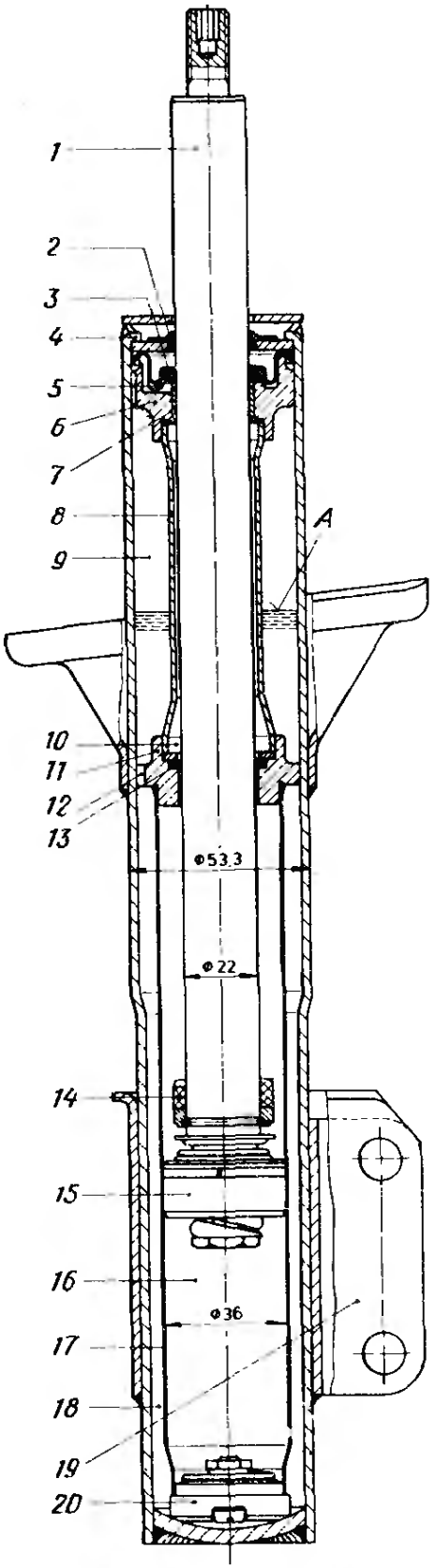
Рис. 2.29. В направляющих пружинных и амортизаторных стойках часто применяют буфер отбоя с волнистой поверхностью, изготовленный из полиамида. В конструкциях фирмы «Боге» этот буфер опирается на кольцо уголкового сечения, которое простым способом — точечной сваркой — прикреплено к штоку (имеющему диаметр не менее 18 мм). На рис. 3.4 эти детали показаны установленными в стойке

Рис. 2.30. Характеристики упругости буферов отбоя, применяемых фирмой «Боге» в направляющих пружинных и амортизаторных стойках. Буфер высотой 8,5 мм (кривая *1*) имеет всеобщее применение, а буфер высотой 14,5 мм (кривая *2*) — только в сочетании с поршнем ∅ 32 мм и штоком диаметром не менее 22 мм

Усилия, воспринимаемые при сильных пробоях резиновыми пустотелыми или дополнительными упругими элементами, являются внешними силами, которые воспринимаются вверху и внизу (как хорошо видно на рис. 2.20) деталями, на которые опирается также пружина подвески; эти силы нагружают всю пружинную стойку. Силы же, приходящие на буфера отбоя (при ходе отбоя колес), являются внутренними, они вызываются упругим распрямлением пружин подвески. Эти силы прижимают буфер *12* (см. рис. 2.22) к плоской нижней поверхности направляющей *9* штока и если, как показано на рис. 2.28, конец закреплен на брызговике крыла отдельно от пружины, то резиновая опора *2*, нагружаемая на сдвиг, деформируется

Рис. 2.31. Двухтрубная пружинная или амортизаторная стойка низкого давления фирмы «Боге» с болтовым креплением к опоре подшипника колеса *19*. Клапан отбоя расположен на поршне *15*; основную часть усилий при сжатии развивает донный клапан *20*, который отделяет также рабочую полость *16* от компенсационной полости *18*. Рабочая часть стойки закрывается вверху методом получения выдавок на резервуаре *4*, т. е. является неразборной:

A — уровень жидкости при среднем положении поршня



до тех пор, пока верхняя тарелка не сядет на деталь *1*. Ограничение хода отбоя включается мягче, ход подвески получается несколько большим. Аналогично устроено верхнее крепление, показанное на рис. 2.19.

Как описано подробнее в работе [8], п. 3.5.6, раздельное крепление штока и пружины на брызговике крыла имеет и другое преимущество. При повороте колес шток поворачивается в направляющей и поршень — в цилиндре, благодаря чему снижается трение, способствующее заклиниванию в случае одновременного с поворотом хода отбоя или сжатия.

2.3.6. Двухтрубные пружинные стойки, газонаполненные

В 1977 г. фирма «Боге» выпустила первую двухтрубную пружинную стойку низкого давления с промежуточным донышком, имеющую сокращенное обозначение *GZ*, которая взаимозаменяема с выпускавшейся до того обычной безнапорной стойкой; подробности представлены на рис. 2.31. Непосредственно выше места, занимаемого поршнем при полном ходе отбоя, установлено промежуточное донышко, которое отделяет нижнюю часть *16* рабочей полости от незаполненной жидкостью верхней части *10*. Компенсационная полость *9*, увеличенная в размерах и ограниченная внутренней трубой *8*, заполнена газом; при выдвинутом штоке избыточное давление составляет $p_e \approx 0{,}4$ МПа. Уровень жидкости даже в этом положении расположен выше промежуточного донышка, чтобы предотвратить проникновение газа в рабочую

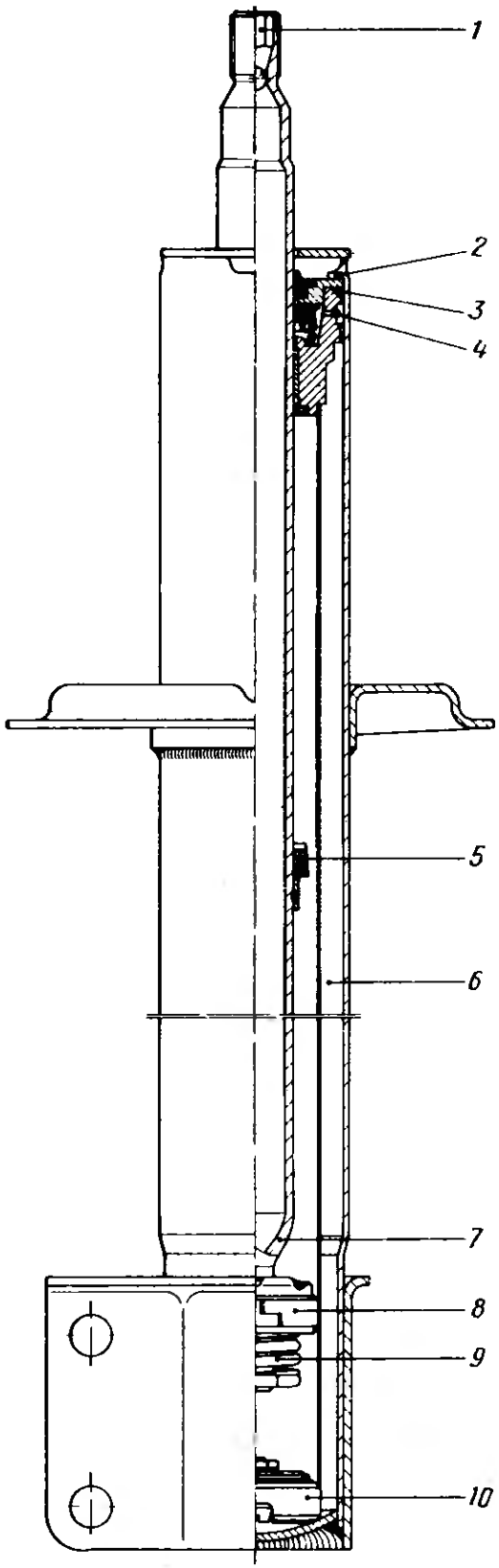


Рис. 2.32. Двухтрубная пружинная стойка низкого давления фирмы «Боге», имеющая раздельную с опорой подшипника колеса конструкцию, с клапаном отбоя, показанным на рис. 1.75, с пустотелым штоком *7*, высоко расположенным буфером отбоя *5* и «газовым запором» *4*. Для закрывания рабочего элемента применена обжимка резервуара *2*; внешнее уплотнение осуществляется кольцом круглого сечения *3*. Сверху приварена площадка для упора дополнительного упругого элемента. Облегченный полый шток *7* закрыт шариком, выше которого образован высадкой внутренний шестигранник для удерживания штока при затяжке гайки. В нижней части шток уменьшен по диаметру с 22 до 11 мм для возможности применения обычных амортизаторных клапанов. К несущему резервуару стойки приварены чашка пружины и нижний кронштейн крепления

полость *16*. Это донышко имеет по периферии выемки *12* для прохода жидкости, а внутри — разрезное кольцо *13*, обжимающее шток *1*. Это уплотнительное кольцо разделяет полости *10* и *16*, но имеет зазор в стыке, пропускающий небольшое количество жидкости, необходимое для смазывания втулки *7* и уплотнений *2* и *3* штока, а также служит для выхода воздуха. При экстремальных нагрузках в случае изгиба штока *1* промежуточное донышко *11* служит дополнительной опорой. Вверху шток скользит в направляющей *6* по втулке с заплечиком *7*, имеющей тефлоновое покрытие. Между политетрафторэтиленовым уплотнением *3* и направляющей *6* штока находится постоянно заполненный жидкостью кольцевой канал *5*, служащий резервуаром для смазывания этой точки опоры и одновременно предотвращающий «прорыв газа». Верхние уплотнения *2* и *3* штока являются динамически разгруженными, как во всех двухтрубных амортизаторах. Проникшее в канал *5* избыточное количество жидкости может стечь обратно в компенсационную и газонапорную полость *9* через каналы, выполненные на направляющей *6* штока. Другое преимущество этой конструкции заключается в том, что

диаметр нижней полости *16* можно увеличить (например, с 32 до 36 мм), чтобы получить большие сечения для поршня *15* и буфера отбоя *14*. К тому же последний расположен в малонагруженной зоне штока *1*. Стенки рабочего цилиндра также можно сделать более тонкими.

Все преимущества газонаполненного амортизатора уже достигаются при избыточном давлении 0,4 МПа в компенсационной полости *9*. Более высокое давление не требуется, потому что в этой стойке усилия сопротивления при сжатии создаются не при опоре на столб газа, а за счет донного клапана *20*. При +20 °С выталкивающая сила на штоке вследствие внутреннего давления составляет примерно $F_k = 180$ Н, т. е. соответствует силе газонаполненного однотрубного амортизатора (см. рис. 1.52). При жесткости пружины подвески $c_{2\partial} = 12$ Н/мм эта сила приподняла бы кузов на 15 мм, так что высоту пружины надо было бы уменьшить на ту же величину.

Совершенствуя конструкцию, показанную на рис. 2.31, фирма «Боге» удалила из нее промежуточное донышко (рис. 2.32) и снабдила направляющую *13* штока резиновым кольцом *4* круглого сечения, которое установлено с радиальным натягом в клиновой канавке и предотвращает потерю газа (рис. 2.33). Буфер отбоя *5* перемещен вверх и опирается на кольцо уголкового сечения, прикрепленное точечной сваркой к штоку (см. рис. 2.29). Поршневое кольцо заменила тефлоновая полоска *8*, усиленная наполнителем. Ниже тефлоновой втулки *17*, осуществляющей направление штока, установлено с натягом по охватываемой детали разрезное кольцо *16*, которое фиксируется шайбой *15*, запрессованной в направляющую *13*. Эта же шайба служит и для упора буфера отбоя *5*. Кольцо *16* имеет в стыке зазор строго определенной ширины, образующий дроссель постоянного сечения, что исключает влияние отклонений в посадке между втулкой *17* и штоком *7*. Действие кольцевого зазора, обусловленного указанными отклонениями, при более толстых штоках стоек значительно сильнее, чем при обычных штоках ∅ 11 мм в амортизаторах. В рассматриваемой стойке шток для облегчения делается из трубы с наружным диаметром 22 мм.

Нижнее уплотнение *12*, являющееся главным уплотнением, выполнено из эластомера, имеет плавающую установку и прижимается пружинкой к разрезному направляющему кольцу *19* из политетрафторэтилена с наполнителем. Кольцевой канал *18* заполнен жидкостью до уровня поперечных каналов, перекрытых кольцом *4*; уплотнение *12* помещено внутри этого «жидкостного затвора». Если при вдвигании штока или при ходе отбоя жидкость выдавлена через зазор в стыке кольца *16* (и через кольцевой зазор между штоком *7* и направляющей втулкой *17*) в кольцевой канал *18*, то открывается кольцо *4*, служащее «газовым запором», и позволяет избыточному количеству жидкости стечь через каналы *11* в компенсационную полость *14*. Последняя в верхней части за-

полнена газом, находящимся при 20 °С под давлением около 0,5 МПа. Резиновое кольцо *4* предотвращает проникновение газа в кольцевой канал, а находящееся в этом жидкостном резервуаре нижнее уплотнение *12* не допускает утечки газа. В расчете на экстремально низкие температуры дополнительно предусмотрено промежуточное уплотнение *20* из тефлона, оно прижимается к штоку резиновым кольцом круглого сечения. Рассматриваемый узел заканчивается сверху грязесъемником *21*, который предотвращает проникновение пыли

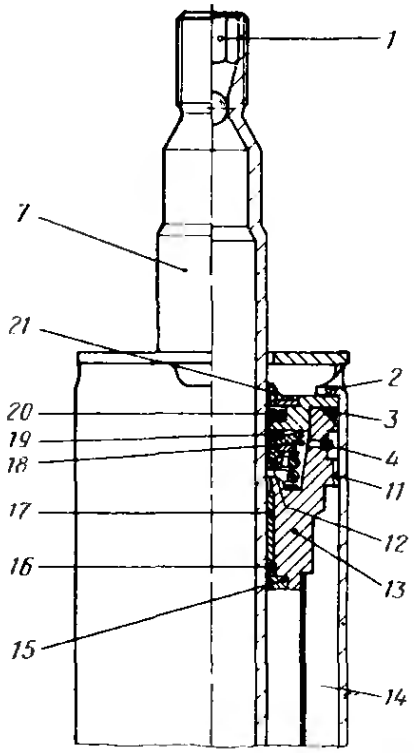


Рис. 2.33. Направляющая штока двухтрубной пружинной стойки низкого давления фирмы «Боге» с уплотнением *12*, воспринимающим высокие давления, динамически разгруженным вторым уплотнением *20*, грязесъемником *21* и кольцом круглого сечения *4*, служащим «газовым запором»

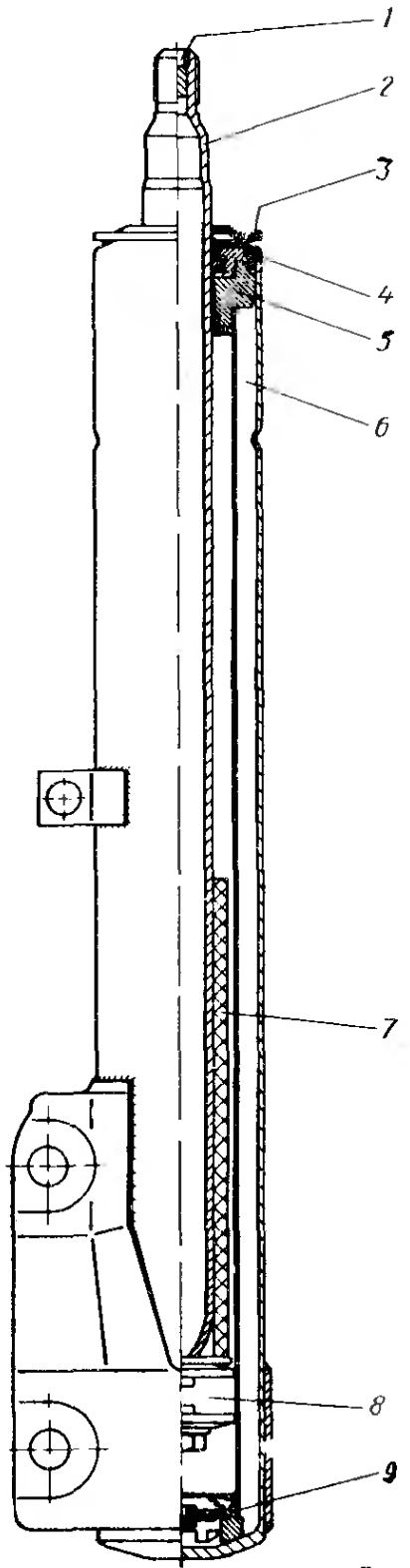


Рис. 2.34. Двухтрубная пружинная стойка низкого давления фирмы «Бильштайн» со сплошным или (как показано здесь) облегченным полым штоком *2*, обжатым с обоих концов, и пластмассовой трубкой *7* в качестве буфера отбоя. Направляющий и уплотнительный узел с «газовым запором» закрыт путем закатки резервуара. Над этим узлом установлена шайба *3*, в которую упирается дополнительный упругий элемент. Конструктивно весь верхний узел выполнен так, что амортизатор полностью сохраняет свою работоспособность и при потере давления — эта особенность специально создана фирмой «Бильштайн» для повышения надежности. Нижняя чашка пружины, сидящая на резервуаре, здесь не показана

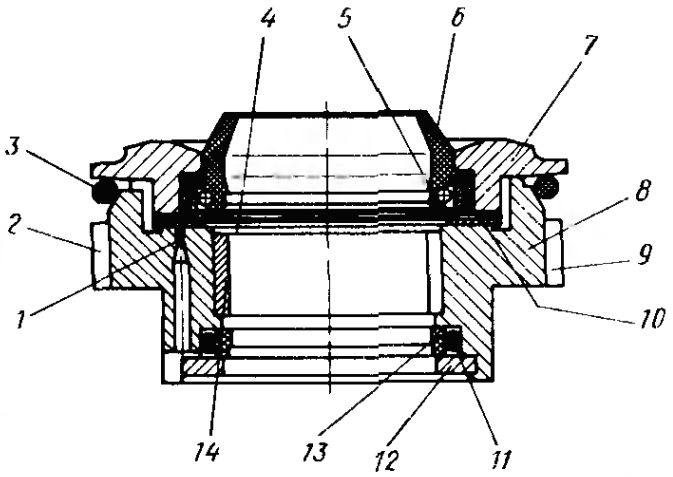


Рис. 2.35. Направляющая штока двухтрубной пружинной стойки низкого давления фирмы «Бильштайн» с уплотнением *13*, воспринимающим внутреннее давление в рабочей полости, динамически разгруженным вторым уплотнением *5* и резиновым кольцом *3*, служащим «газовым запором»

и грязи к уплотнениям и предохраняет их от преждевременного износа. Усилия сжатия образуются (как во всех двухтрубных амортизаторах, см. рис. 1.6) совместным действием имеющихся постоянных дросселей и донного клапана *10*. При этом более толстый шток вытесняет при вдвигании больше масла и позволяет облегчить регулировку.

Пружинная стойка фирмы «Бильштайн». Двухтрубная пружинная стойка низкого давления фирмы «Бильштайн» также имеет поршень ∅ 36 мм с тефлоновой полоской *8* (рис. 2.34) и облегченный полый шток *2*. Последний обжат с обоих концов и вверху снабжен запрессованным внутренним шестигранником *1*. Буфер отбоя *7*, выполненный из жесткой пластмассовой трубки, опирается внизу на шайбу, сидящую на поршне. Демпфирующее устройство закрывается направляющим и уплотнительным узлом *5*. Характеристика на ходе отбоя определяется клапаном в нижней части поршня (см. рис. 1.81) вместе с постоянным дросселем в верхней части поршня. Усилия при ходе сжатия создаются донным клапаном *9* и клапаном сжатия на поршне; определенное влияние имеет и постоянный дроссель (см. п. 1.7.3).

Внизу в направляющую *8* вставлена шайба *12*, которая удерживает уплотнение *13*, воспринимающее высокие давления, и служит упором для буфера отбоя при ходе вверх штока (рис. 2.35). Уплотнение *13* состоит из внутреннего синтетического уплотнительного кольца с очень плотной посадкой и внешнего эластичного кольца круглого сечения *11*; деталь *13* защищает вышерасположенное уплотнение *5* от высоких внутренних давлений и предотвращает действие кольцевого зазора (который может образоваться вследствие допусков посадки или износа между штоком и направляющей втулкой *14*) как постоянного дросселя различного сечения. Для обеспечения стабильности при крупносерийном производстве и получения безусловно необходимой возможности выхода воздуха в направляющей штока сделан вертикальный канал, переходящий в дроссельное отверстие *1*, которое перекрывается диском *10*, нагруженным волнистой пружиной. Если в верхней части рабочей полости возникает повышенное давление по причине нагружения клапана отбоя при выдвигающемся штоке или вытеснения определенного объема вдвигающимся поршнем, жидкость перетекает через отверстие *1* в вышерасположенный коль-

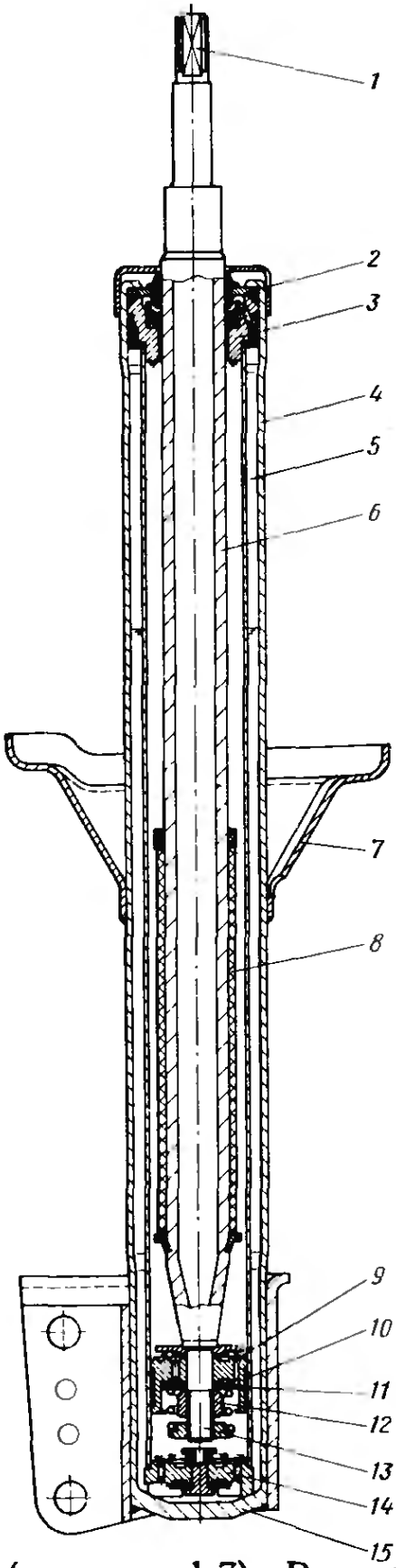
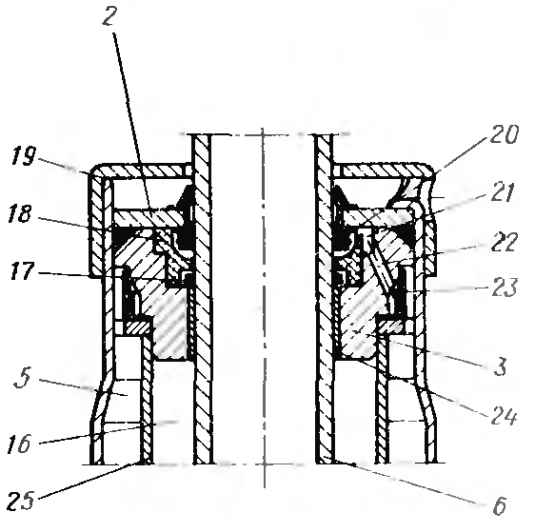


Рис. 2.36. Двухтрубная пружинная стойка низкого давления фирмы «Фихтель и Закс», показанная при полностью вдвинутом штоке *6*. Нижний конец *12* штока снабжен резьбой для возможности регулировки клапана отбоя, а верхний конец *1*, входящий в узел крепления на брызговике крыла, имеет две лыски для удерживания

Рис. 2.37. Узел направления и уплотнения штока пружинной стойки низкого давления фирмы «Фихтель и Закс»



цевой канал *4* над направляющей втулкой *14*.

Этот канал всегда заполнен жидкостью и имеет выходящее выше поперечное отверстие, закрытое кольцом круглого сечения *3*, служащим «газовым запором». Это кольцо после срабатывания клапана выхода воздуха над дроссельным отверстием *1* приподнимается и позволяет вышедшему объему жидкости стечь обратно в компенсационную полость (поз. *6* на рис. 2.34) через отверстия *2*. Верхняя часть этой полости заполнена газом, который при 20 °С находится под давлением около 0,5 МПа. Кольцо *3* предотвращает проникновение газа в кольцевой канал — такая опасность могла бы возникнуть при наклонном положении стойки (см. рис. 1.7). Расположенное на той же высоте уплотнение *5* динамически разгружено и воспринимает низкие давления. Для защиты от грязи его и уплотнения *13* служит возвышающийся над крышкой *7* грязесъемник *6*. Периферийное уплотнение всего комплекта осуществляется резиновым кольцом круглого сечения *4*, хорошо видимым на рис. 2.34. Последнее расположено под закатанной кромкой резервуара, к которой приварена под давлением шайба *3* для упора дополнительного упругого элемента.

Пружинная стойка низкого давления, разработанная фирмой «Фихтель и Закс» и внедренная в 1982 г. в серию несколькими автомобильными фирмами, базируется на двухтрубной конструкции безнапорной стойки. На рис. 2.36 показана эта направляющая стойка с чашкой *7* пружины и с нижним кронштейном для крепления к опоре подшипника колеса. Шток *6* с целью облегчения может быть выполнен в виде трубы. Поршень, в зависимости от характеристики демпфирования, имеет клапанные диски с обеих сторон (см. п. 1.7.5) или же обычный клапан двухтрубного амортизатора, действующий только в направлении отбоя (см. п. 1.7.2). Последнее удобно при дегрессивной характеристике.

Концы полого штока *6* высаживаются специальным способом холодной обработки давлением; верхний конец снабжен целесообразным внутренним шестигранником (или двумя лысками) для удержания штока при монтаже; нижний конец должен быть герметичным относительно жидкости и газа. Буфер отбоя *8* выполнен из пластмассы, плотно прилегает к штоку и передает на него возникающие вертикальные силы в зоне, свободной от изгибных нагрузок. Для снижения трения уплотнение между поршнем и стенкой цилиндра осуществляется широким тефлоновым кольцом *10* (см. рис. 1.76). Клапан отбоя *12* похож на показанный на рис. 1.77, при ходе сжатия усилия развиваются совместно клапанами *9* и *14* (см. п. 1.7.3).

Постоянный дроссель на поршне образуется окнами в нижнем клапанном диске *11*. Для уменьшения влияния на характеристику сопротивления площади таких окон (при ходе сжатия — в донном клапане), а также кольцевого зазора между направляющей втулкой *24* и штоком *6*, зависящего от допусков, введено контролируемое уплотнение прохода между штоком и втулкой *24* с помощью фторопластового кольца *17* (рис. 2.37). В состоянии покоя это кольцо находится внизу (как изображено), а при работе, т. е. избыточном давлении в рабочей полости *16*, поднимается вверх, прижимаясь к вставке *18*. Последняя имеет поперечные канавки строго определенного сечения, которые не только представляют собой стабильный постоянный дроссель, но и обеспечивают также требуемый выход воздуха. Как описано в п. 1.2.3, в безнапорном двухтрубном амортизаторе при охлаждении жидкости после поездки может образоваться вверху воздушный пузырь. В рассматриваемой пружинной стойке давление на столб жидкости в компенсационной камере *5* и наличие обратного клапана *23* должны сильно замедлять этот процесс; если все-таки при очень низкой температуре происходят снижение давления и повышение вязкости жидкости, то приобретает большое значение возможность выхода воздуха.

При работе как на ходе отбоя, так и на ходе сжатия повышается внутреннее давление в верхней части *16* рабочей полости; объем жидкости, проникающей при этом через кольцевой зазор между штоком *6* и втулкой *24*, собирается в вышерасположенном кольце-

вом канале *21* и выжимается через наклонные отверстия *22* в нижний канал. Последний образуется кольцом уголкового сечения и клапаном *23*, в котором шланг отжимается и позволяет маслу стечь обратно в компенсационную полость *5*. Эта полость примерно наполовину заполнена жидкостью, а также газом под давлением; шланг *23* действует как «газовый запор» и предотвращает доступ газа к уплотнению *20* штока.

Вспенивание жидкости и кавитация предотвращаются внутренним давлением 0,6—1,0 МПа. Если по каким-то причинам произошла утечка газа, то функция сопротивления в значительной степени сохраняется за счет донного клапана *14*: это специально созданный фирмой «Фихтель и Закс» «фактор надежности». Закрывается эта стойка обжимкой в нескольких местах, при этом крышка *2* прижимается к направляющей *3*, далее усилие передается на цилиндр *25*, корпус *14* клапана (рис. 2.36) и на донышко резервуара *4*, полученного методом холодного прессования. Уплотнение *20* с грязесъемником, выступающим за крышку *2*, образует единое целое с ним и закрывается сверху колпачком *19*, который служит для упора дополнительного упругого элемента.

2.3.7. Однотрубные пружинные стойки, газонаполненные

Однотрубная стойка фирмы «Бильштайн» (рис. 2.38) отличается по конструкции от обычных пружинных стоек. Здесь рабочий цилиндр *3* скользит своей наружной поверхностью — шлифованной, с твердым хромовым покрытием и посадкой *h7* — в двух опорных втулках *6*, имеющих тефлоновое покрытие и закрепленных в наружной трубе. Обе эти втулки установлены на определенном расстоянии друг от друга, которое важно для направляющих функций и не изменяется при ходах сжатия и отбоя (в отличие от двухтрубной стойки). Пространство между втулками заполнено специальным пластичным смазочным материалом, чтобы обеспечить смазывание, а также передачу тепла к наружной трубе *12*. На рисунке хорошо видно уплотнение *5* относительно цилиндра *3*, резиновый защитный кожух *2*, вставленный в канавку на цилиндре, и верхнее штыревое крепление *4*, проходящее через опорный узел (см. рис. 2.26). Нижний конец наружной трубы обжат, и в него вставлено приварное донышко *14*, которое служит для крепления штока *15* и опоры дополнительного упругого элемента *13*, надетого на шток. При ходе сжатия колеса этот элемент упирается в крышку *11*, защищающую узел *10* направления и уплотнения штока. Буфер отбоя *9* через втулку опирается на поршень.

Обе направляющие втулки *6* передают моменты, обусловленные вертикальными, продольными и боковыми силами в контакте колеса с дорогой, через очень жесткую трубу цилиндра (сечением 40 × 2) на кузов. Эта труба имеет момент инерции сечения 4,32 см^4, в то время как наиболее часто применяемый шток диаметром 22 мм

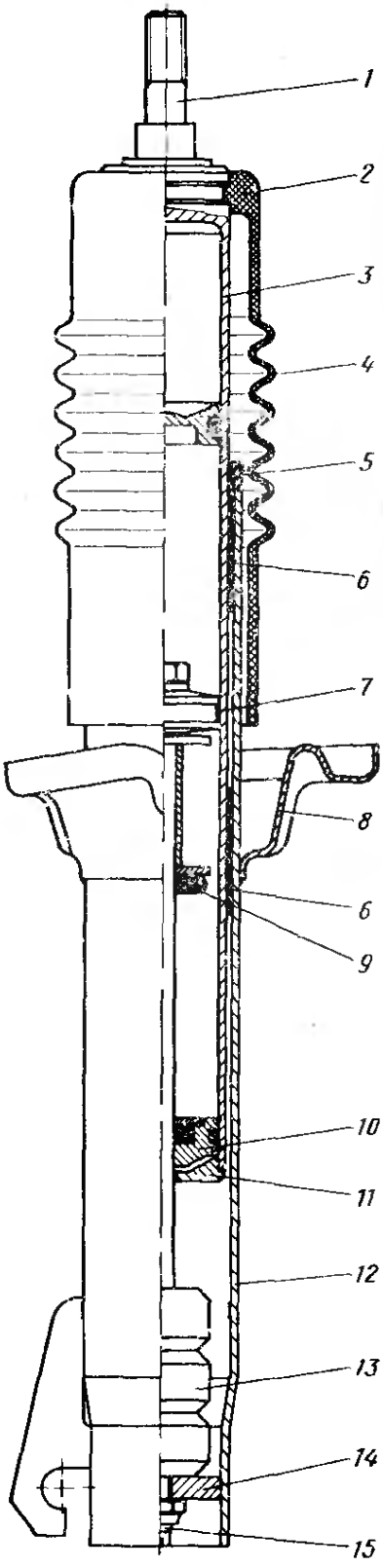
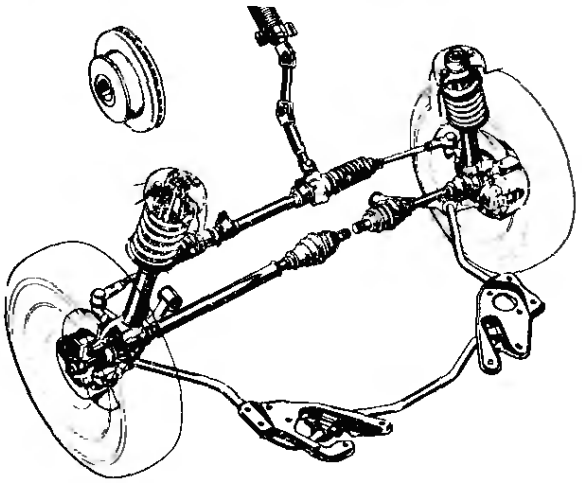


Рис. 2.38. Пружинная стойка передней подвески автомобиля «Форд-эскорт XR3», изготовляемая фирмой «Бильштайн». Поршень уплотнен тефлоновым кольцом *7*. Резиновый защитный кожух *2* должен быть возможно более длинным, чтобы хромированная и точно обработанная поверхность цилиндра *3* не обнажалась даже при полном ходе отбоя. Однако уже при средних ходах сжатия эта эластичная деталь *2* упирается в дно чашки *8* пружины, приваренной к наружной трубе *12*, а для предотвращения нежелательных деформаций при больших ходах предусмотрена гофры *4*

Рис. 2.39. Передняя подвеска автомобиля «Эскорт», выпущенного в 1980 г. фирмой «Форд», модель XR3 имеет газонаполненные однотрубные стойки и вентилируемые тормозные диски *4*. Хорошо виден составной рулевой вал со смещением, податливый при аварии и, кроме того, позволяющий сместить к середине шестерню реечного рулевого механизма; рулевая колонка выполнена гофрированной



имеет момент инерции только 1,15 см^4. На автомобиле «Эскорт» фирмы «Форд» такая пружинная стойка передней подвески зажимается в отверстии опоры подшипника колеса, в связи с чем она имеет в нижней части обжатую наружную трубу с допуском и приваренный кронштейн. Полукруглая выемка радиусом 6,5 мм служит для прохода стяжного болта, а также для центрирования, в связи с чем она должна иметь строго определенное положение относительно чашки пружины на виде сверху и регламентированное расстояние от нее. На рис. 2.39 показана эта подвеска, где видны стяжные болты в опорах подшипника колеса.

На автомобиле *M535i*, выпущенном в 1980 г. спортивным отделом фирмы БМВ, чашка пружины и цапфа колеса имеют неразъемное соединение с наружной трубой стойки. Для возмож-

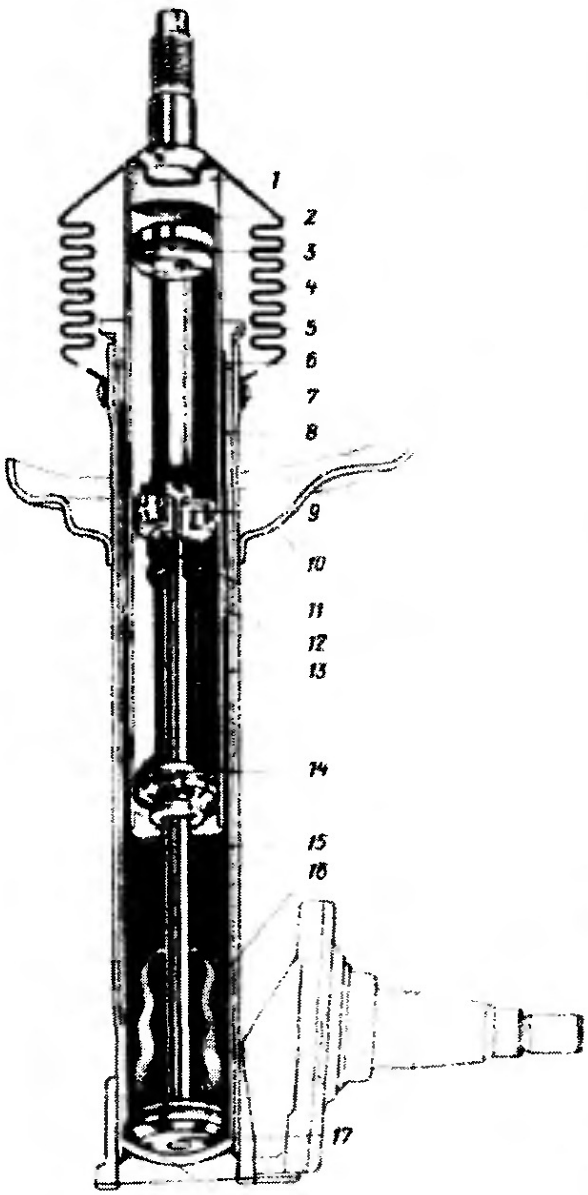


Рис. 2.40. Направляющая передняя пружинная стойка производства фирмы «Бильштайн» для автомобиля M535i, выпущенного в 1980 г. спортивным отделом фирмы БМВ. Для упрощения сборки и замены в наружную трубу, несущую цапфу колеса и чашку пружины, вставлен патрон. Гофрированный чехол защищает шлифованный рабочий цилиндр с твердым хромовым покрытием. Резьбовое кольцо, закрывающее стойку, должно затягиваться с моментом 120—140 Н·м:

1 — рабочий цилиндр с твердым хромированием наружной поверхности; *2* — газовая полость; *3* — разделительный поршень с кольцом круглого сечения; *4* — гофрированный чехол; *5* — резьбовое кольцо; *6* — скользящая опора; *7* — хомутик; *8* — специальная смазка; *9* — поршень амортизатора с клапанами; *10* — корпус стойки с чашкой пружины и цапфой колеса (внизу); *11* — буфер отбоя; *12* — скользящая опора; *13* — промежуточная труба; *14* — направляющая штока с комплектом уплотнений; *15* — шток с твердым хромовым покрытием; *16* — дополнительный упругий элемент; *17* — донная часть вставного патрона

ности быстрой и простой замены демпфирующего элемента (вместе с буферами) здесь с самого начала был предусмотрен вставной патрон (рис. 2.40). Сам этот патрон крепится в наружной трубе с помощью резьбового кольца, ввернутого в трубу сверху. Подробное описание этого однотрубного патрона приведено в п. 3.2.

2.4. НАПРАВЛЯЮЩИЕ АМОРТИЗАТОРНЫЕ СТОЙКИ

2.4.1. Двухтрубные безнапорные стойки

Для получения низкой, широкой погрузочной поверхности на переднеприводных комби-лимузинах * пружины задней подвески зачастую располагают на нижних поперечных рычагах (рис. 2.41), либо применяют поперечную рессору (модели «Ритмо», 127 и 128 фирмы «Фиат», см. работу [81, п. 3.5.9). В таких случаях амортизатор, оснащенный утолщенным штоком, выполняет направляющие функции, т. е. передает продольные и боковые силы, имеющиеся в контакте колеса с дорогой. В вертикальном направлении такая конструкция, называемая амортизаторной стойкой, воспринимает только силы сопротивления и ограничения ходов. На наружной трубе стойки отсутствует чашка пружины, и поэтому

* Классификацию см. в работе [8], п. 1.1 — *Прим. перев.*

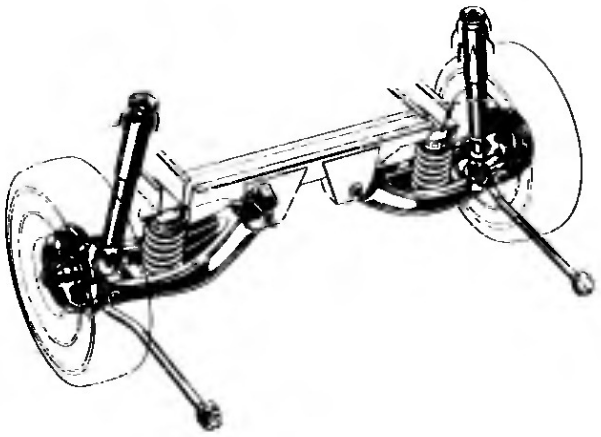


Рис. 2.41. Задняя подвеска переднеприводного автомобиля «Эскорт», выпущенного в 1980 г. фирмой «Форд». Буфера отбоя находятся в амортизаторных стойках, дополнительные упругие элементы — под защитным кожухом. Тормозные силы передаются двумя продольными тягами, передние опоры которых одновременно изолируют от кузова жесткое качение радиальных шин со стальным кордом

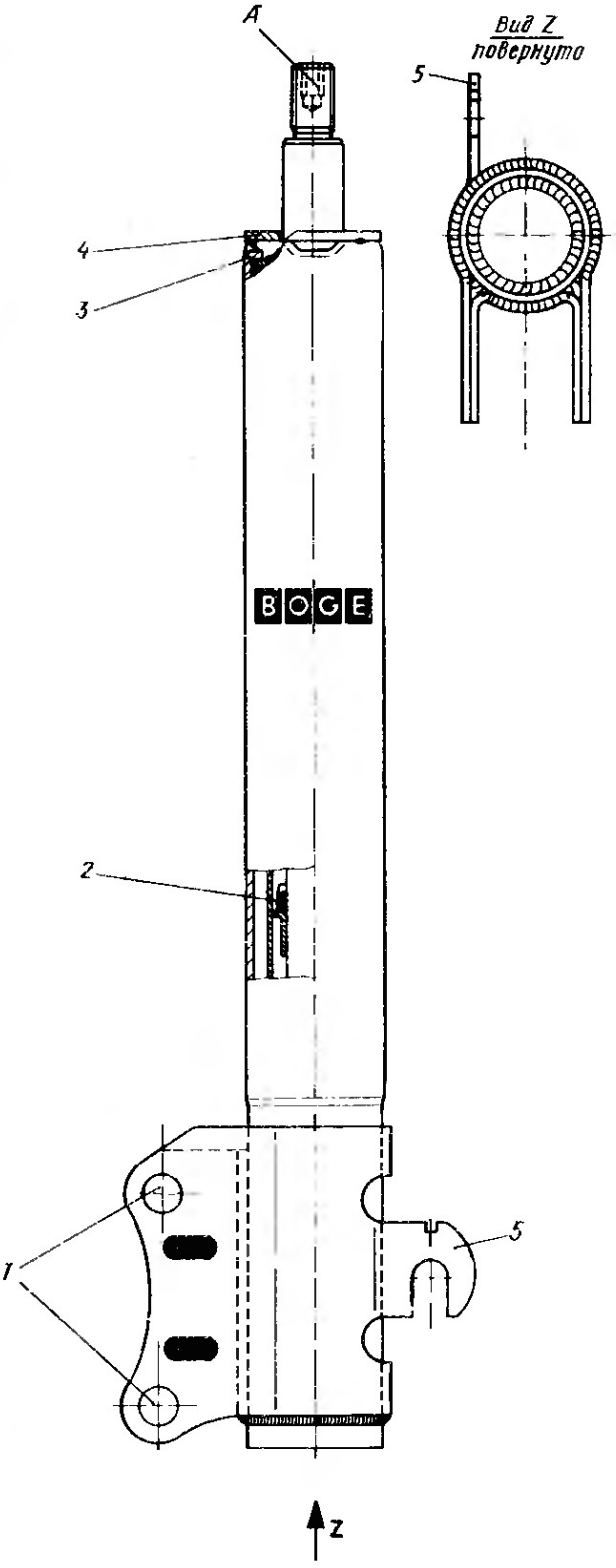


Рис. 2.42. Двухтрубная амортизаторная стойка, выпускаемая фирмой «Боге» для нормального (не спортивного) варианта автомобиля «Форд-эскорт». Стойка закрывается обжатием по наружной трубе *3*. Наружный диаметр составляет 42 мм, защитный кожух с находящимся в нем дополнительным упругим элементом здесь не показан. Шток имеет вверху внутренний шестигранник для возможности удерживания при затяжке гайки:

А — внутренний шестигранник

соединение с опорой подшипника колеса посредством двух болтов представляется наиболее экономичным.

На рис. 2.42 показана выпускаемая фирмой «Боге» амортизаторная стойка для автомобиля «Форд-Эскорт» выпуска 1980 г., с поршнем диаметром 27 мм и штоком диаметром 18 мм. Для соединения с цапфой колеса служат два отверстия *1*; кронштейн *5* предназначен для крепления тормозного шланга. Буфер отбоя *2* соответствует показанному на рис. 2.29, дополнительный упругий элемент упирается в шайбу *4* (см. также рис. 2.21). Эта шайба приварена точками к наружной трубе, которая — как видно в разрезе — обжата в нескольких местах для закрытия демпфирующей части.

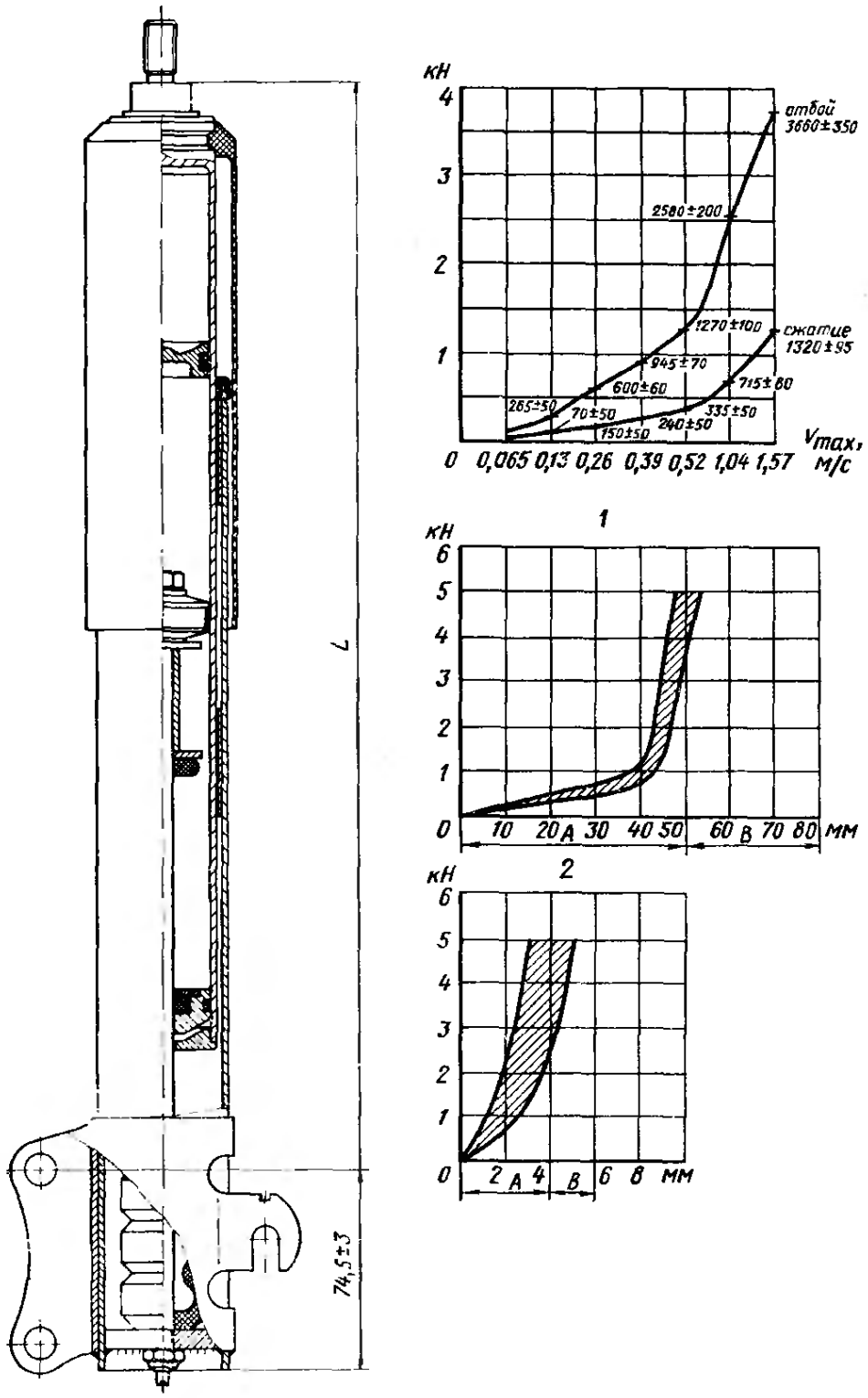


Рис. 2.43. Однотрубиая амортизаториая стойка фирмы «Бильштайн» для задней подвески автомобиля «Форд-эскорт XR3». Приведены регулировки амортизатора, характеристики буферов, а также максимальные и миимальные длины. Последние указаны в даух вариантах: при касаии буферов и при их полном сжатии усилием 5 кН:

***L* — длина амортизатора, мм:**
(333 ± 5) — шток вдвинут, внешний буфер сжат усилием 5 кН;
(383 ± 4) — шток вдвинут до касания виешнего буфера;
(486,5 ± 4) — шток выдвинут до касания внутреннего буфера;
(490,5 ± 4) — шток выдвинут, внутренний буфер сжат усилием 5 кН;
***1* — внешний буфер; *2* — внутренний буфер; *3* — вставной патрои, ход 50 мм; *A* — упругое перемещение; *B* — длина в сжатом состоянии**

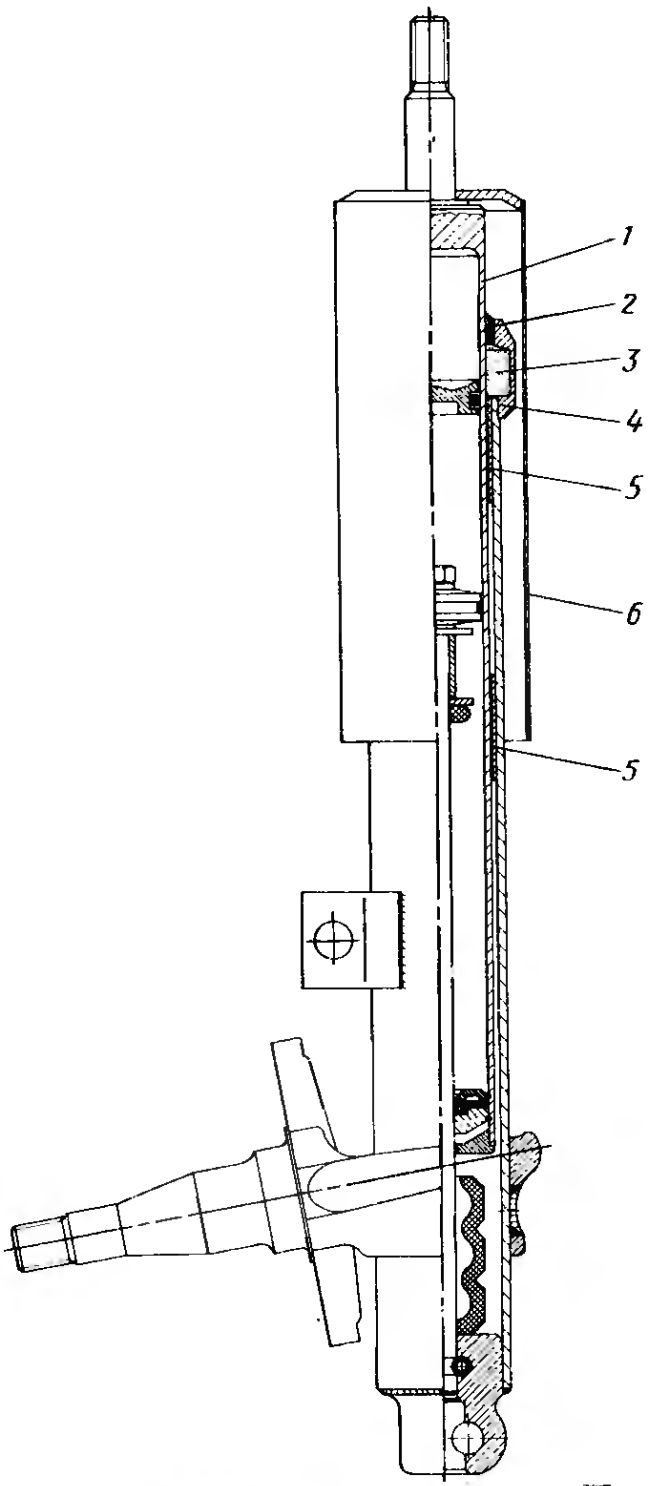


Рис. 2.44. Передняя однотрубная амортизаторная стойка, выпускаемая фирмой «Бильштайн» для заднемоторных автомобилей «Порше». Для уплотнения трубы цилиндра *1*, скользящего в двух опорных втулках *5*, здесь предусмотрен уплотнительный элемент *2*, а также защитный кожух *6*. Для смазывания в крышке *4* предусмотрена полость *3*, с заложенным в ней пластичным смазочным материалом

2.4.2. Однотрубные газонаполненные стойки

На рис. 2.43 показана амортизаторная стойка, выпускаемая фирмой «Бильштайн» для спортивного варианта автомобиля «Форд-Эскорт» — модели *XR*3. Она имеет (точно так же, как и передняя, см. рис. 2.38) газонаполненный однотрубный амортизатор, который скользит в двух опорных втулках, имеющих тефлоновое покрытие и установленных на определенном расстоянии одна от другой. Внизу виден дополнительный упругий элемент и кронштейн для крепления на опоре подшипника колеса; в связи с отсутствием чашки пружины защитный кожух может иметь простую форму. На заднемоторных спортивных автомобилях «Порше» в качестве упругого элемента передней подвески применены торсионы, так что здесь на наружной трубе амортизаторной стойки тоже отсутствует чашка пружины (рис. 2.44). Рабочий цилиндр имеет опору на брызговике крыла, и при повороте колеса наружная труба, поршень и шток поворачиваются относительно цилиндра, вследствие чего уменьшается трение, способствующее заклиниванию. На вертикальной амортизаторной стойке ось опоры подшипника колеса отклонена вниз на $11° \pm 20'$: это сумма углов развала и поперечного наклона оси поворота ($\gamma_0 + \delta_0$, см. работу [8], п. 4.10). Наружная труба стойки запрессовывается в эту опору с усилием не менее 40 кН (см. рис. 2.24) с последующей сваркой по отверстию. Шток крепится в донышке запрессовкой

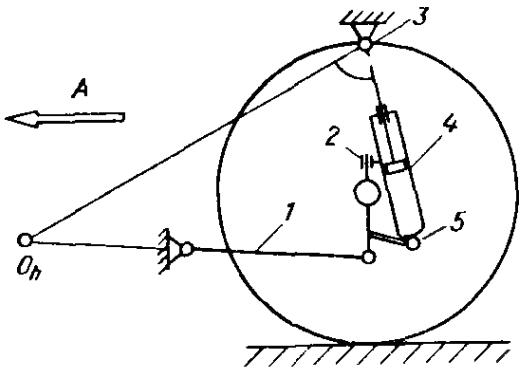


Рис. 2.45. Амортизаторные стойки *4*, расположенные позади оси колес, могут воспринимать тормозной момент, если их наружная труба крепится к балке зависимой подвески в двух точках (*2* и *5*). Основная часть продольных сил приходится на продольные растяжки *1*. Если на рисунке продолжить последние и провести перпендикуляр к штоку стойки в месте крепления *3*, то получим расположенный перед осью центр продольного крена O_h:
A — направление движения

в поперечном направлении трубчатого разрезного штифта. В отверстие, направленное вниз, вставляется палец несущего шарнира.

2.5. АМОРТИЗАТОРНЫЕ НАПРАВЛЯЮЩИЕ СТОЙКИ ДЛЯ ЗАВИСИМЫХ ПОДВЕСОК

В работе [8] п. 3.5.1 отмечалось, что направляющая стойка (стойка «Макферсон») представляет собой дальнейшее развитие подвески на двойных поперечных рычагах; при этом верхние рычаги заменяются амортизаторами, которые в любом случае уже имеются в подвеске. При условии утолщения штока такого амортизатора он может передавать как боковые, так и тормозные силы. Точно такое же упрощение может быть осуществлено и при зависимых подвесках. Здесь тоже упраздняются оба верхних рычага, которые можно видеть на первых рисунках работы [8] п. 3.2.3 и на виде сбоку, а вместо них тормозной момент воспринимается амортизаторами *4* (рис. 2.45). Как описано в работе [8], п. 3.5.3, шток передает этот изгибающий момент через направляющую *6* и поршень *7* (рис. 2.46) дальше, на наружную трубу *4*, в связи с чем эта труба требует для передачи момента двух опор *2* и *5*. В расчет реакций, обусловленных тормозными силами F_b, входит высота *c* точки прикрепления *8* продольной тяги и расстояние *d*. Тогда сила *F* в точке крепления *3* штока к кузову:

$$F_A = F_b c/d \quad \text{и} \quad F_b = \mu_h (F_n + \Delta F_n).$$

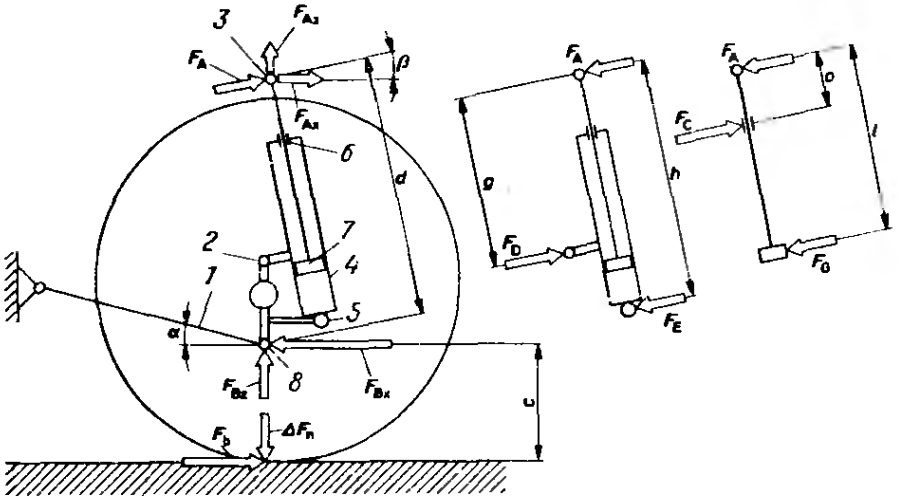


Рис. 2.46. Для определения сил как в точках крепления *2* и *5* наружной трубы, так и в направляющей *6* и на поршне *7*, нужно вначале рассчитать внешние силы, а затем рассматривать отдельно детали

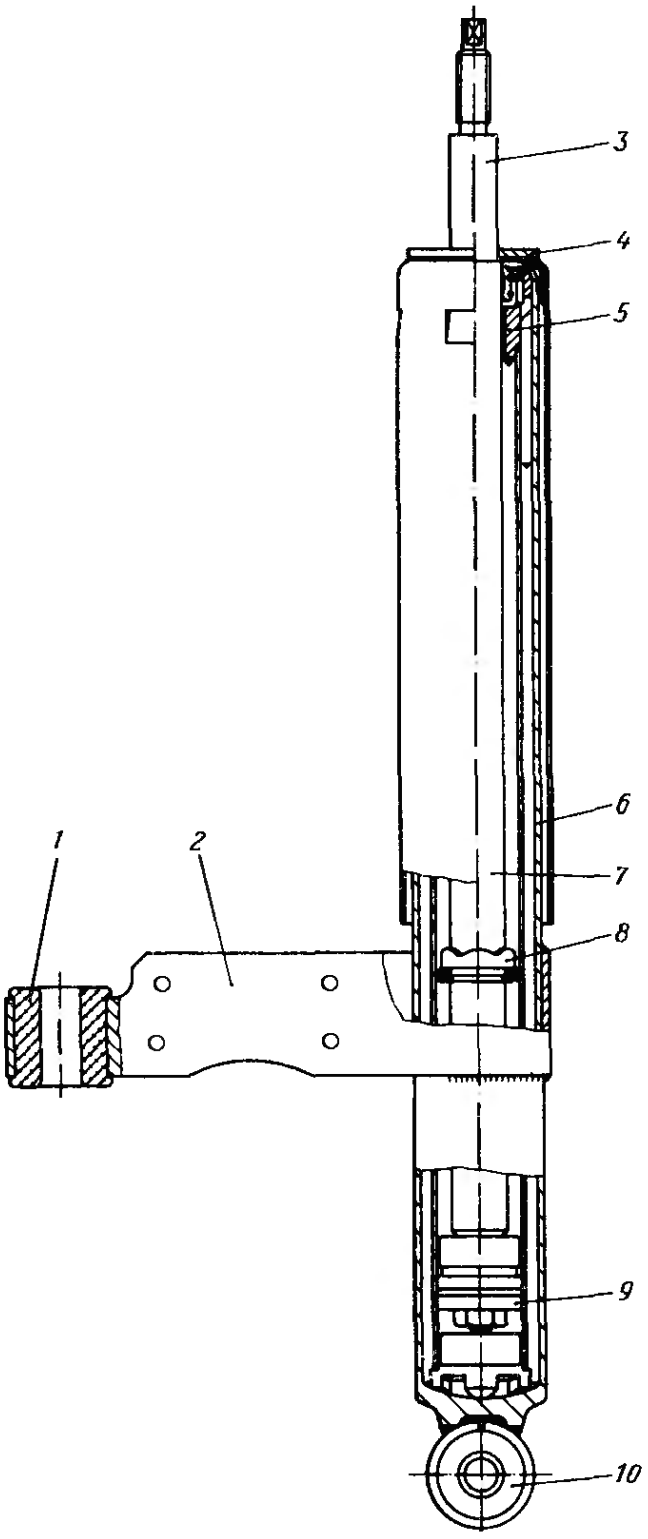


Рис. 2.47. Амортизаторная стойка фирмы «Фихтель и Закс» осуществляющая направляющие функции в задней зависимой подвеске и воспринимающая тормозной момент на автомобиле «Форд-Фиеста». Хорошо виден буфер отбоя *8* на кольце уголкового сечения, опирающийся на стопорное кольцо в канавке штока *7*. Вверху шток имеет шайбу *4* и ступень *3*, длина которой определяет натяг резиновых деталей штыревого шарнира

Силы F_D и F_E в точках *2* и *5* (расположенные под углом β наклона амортизаторной стойки), а также силы в направляющей штока и на поршне имеют следующие значения:

$$F_D = F_A h/g \text{ и}$$
$$F_E = F_D - F_A,$$
$$F_C = F_A l/o \text{ и}$$
$$F_G = F_C - F_A.$$

В точке контакта колеса с дорогой возникает уменьшение нагрузки на колесо ΔF_n, которое может быть определено из других сил:

$$F_{Bx} = F_b + F_{Ax} = F_b + F_A \cos\beta,\ F_{Bz} = F_{Bx} \operatorname{tg}\alpha \text{ и}$$
$$\Delta F_n = F_{Bz} + F_{Az} = F_{Bz} + F_A \sin\beta.$$

Дополнительное трение, возникающее в этом случае при торможении на поршне и в направляющей, а также некоторое заклинивающее действие вследствие незначительного прогиба штока, очевидно, положительно сказываются на уменьшении продольного крена, вызываемого приподниманием задней части кузова при торможении. На рис. 2.47 показана в разрезе амортизаторная стойка, выпускаемая фирмой «Фихтель и Закс» для задней подвески такого типа автомобиля «Форд-фиеста»; тормозной момент сделал необходимым усиление штока *7* с 11 до 17 мм. К наружной трубе *6* приварена направленная вперед консоль *2* с перпендикулярным к ней шарниром проушины *1*. При установке на автомобиль эта проушина соединяется с цапфой на балке подвески.

3. ВСТАВНЫЕ ПАТРОНЫ СТОЙКИ

3.1. ДВУХТРУБНАЯ СИСТЕМА

Пружинные стойки «Макферсон» выполняются разборными в тех случаях, когда с их наружной трубой имеют неразъемное соединение, кроме чашки пружины еще опора подшипника колеса, другие центрирующие промежуточные детали или же поворотный рычаг (как видно на рис. 2.21 и 2.22). Наружная труба при толщине стенки 2,5 мм имеет внешний диаметр 45, 52 или 58 мм и внутреннюю резьбу на верхнем конце для резьбовой крышки. В случае ремонта оказывается выгоднее ремонтировать не всю стойку, а, оставив сложные наружные детали, заменить внутреннее содержимое новым патроном (рис. 3.1 и 3.2). Этот узел представляет собой закатанный сверху амортизатор с утолщенным штоком. Основное его преимущество заключается в том, что после сборки стойки не требуется никаких проверок и регулировок.

Как описано в пояснении к рис. 2.22, резьбовая крышка *11* прижимает направляющую штока к цилиндру, от которого усилие передается дальше через сферическую опору *2* на донышко. Таким образом, при первичной сборке закрывается окончательно отрегулированная пружинная стойка. Отвернув крышку *11*, можно разобрать стойку, вынуть детали амортизатора и слить жидкость. После этого в пустую наружную трубу вставляется патрон и затяжкой повторно используемой детали *11*, прижимается к донышку наружной трубы. Центрирование осуществляется вверху деталью *11* по диаметру *C* (рис. 3.3) и внизу конической (или сферической) формой контактирующих поверхностей донышек (угол α). Поворачивая патрон при монтаже, находят самое нижнее его положение, обеспечивая тем самым точное центрирование. Это гарантирует неподвижную посадку и надежное восприятие внешних сил. Заливаемая в заключение жидкость обеспечивает хорошую теплопередачу между патроном и наружной трубой.

На рис. 3.4 показан в разрезе патрон фирмы «Боге», работающий по двухтрубному принципу (см. также рис. 3.2). Этот патрон состоит из поршня *10*, рабочего цилиндра *9*, клапана сжатия *11*, сидящего в донышке *12* соответствующей формы, уплотнения *2* штока (в направляющей *3*) и несколько утоненного здесь (до 20 мм) штока *7*. Последний скользит вверху в тефлоновой втулке *4*, имеет уступ в соответствии с монтажными условиями крепления в верхней опоре и снабжен двумя лысками *1* для удерживания ключом. В противном случае при затяжке шестигранной гайки,

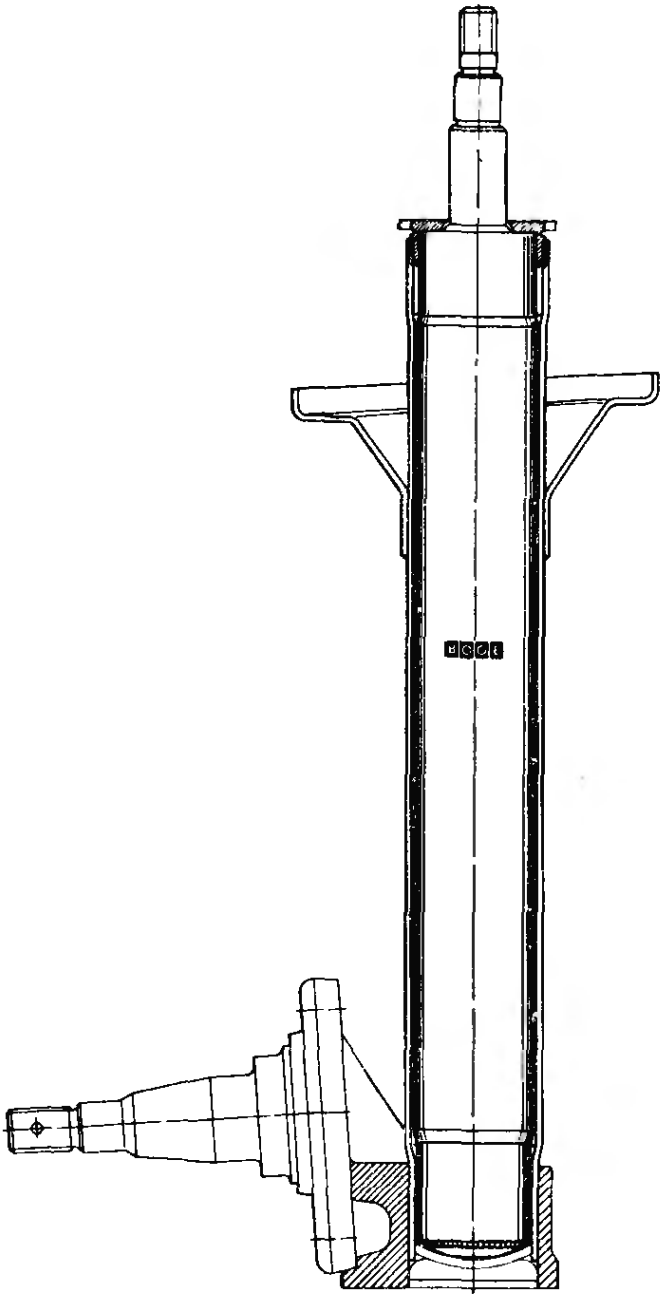


Рис. 3.1. Направляющая пружинная стойка со вставным патроном; цапфа колеса и нижняя чашка пружины имеют неразъемное соединение с наружной трубой (*иллюстрация фирмы «Боге»*)

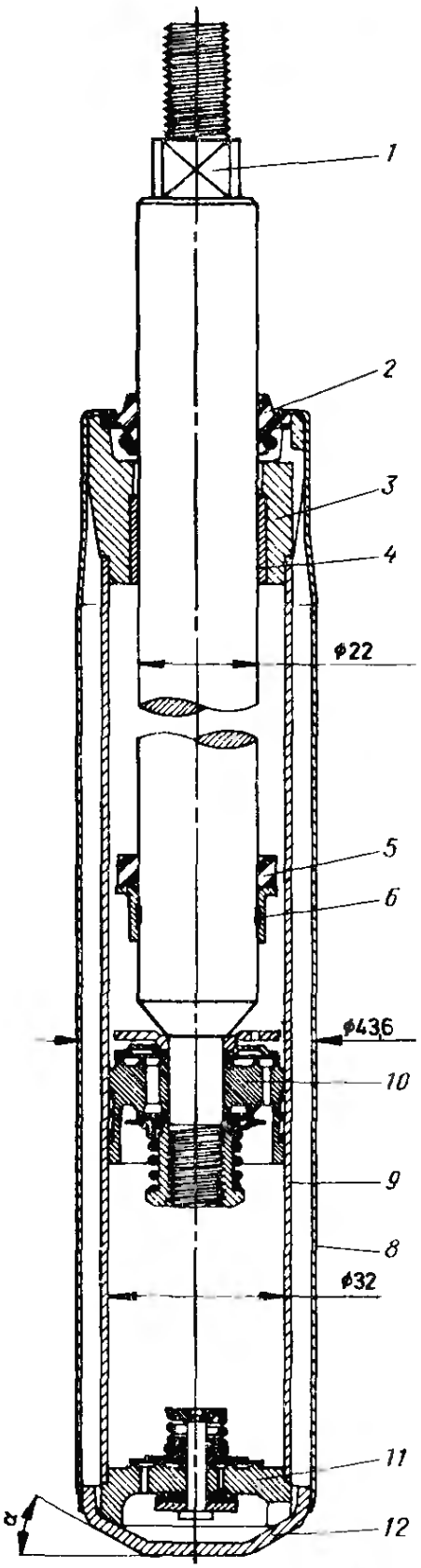


Рис. 3.2. Обжатый в верхней части патрон стойки фирмы «Монро» с 22-миллиметровым штоком и наружным диаметром 43,6 мм (см. табл. 3.1). Номера позиций соответствуют рис. 3.4, а клапаны, установленные на поршне *10* и на донышке *11*, одинаковы с показанными на рис. 2.1

зачастую самостопорящейся, шток стал бы проворачиваться вместе с ней. Обозначенный на рис. 2.21 цифрой *2* буфер отбоя здесь также сидит на штоке (см. рис. 2.29), силы передаются на шток через кольцо уголкового сечения *6*. Буфер сжатия, установленный в верхней чашке пружины и тоже показанный на рис. 2.21, при ходе сжатия упирается в резьбовую крышку *4*.

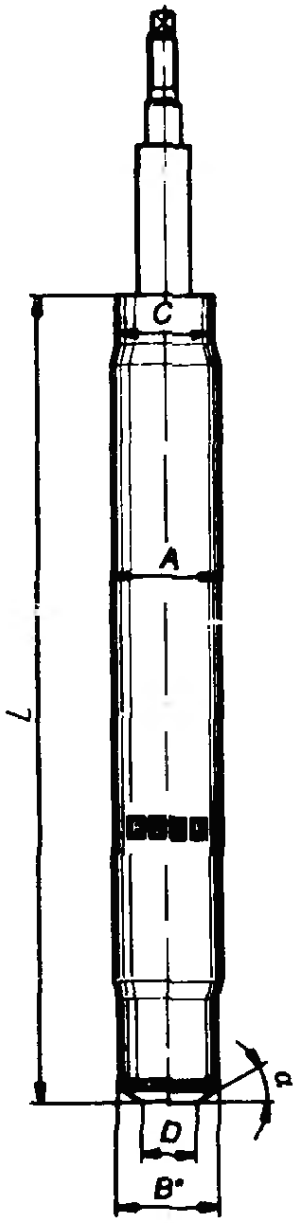


Рис. 3.3. Вставной патрон фирмы «Боге», который, как свидетельствует табл. 3.1, может быть вверху и внизу либо обжат, либо, наоборот, раскатан:

*B** — максимальный диаметр в зоне сварки

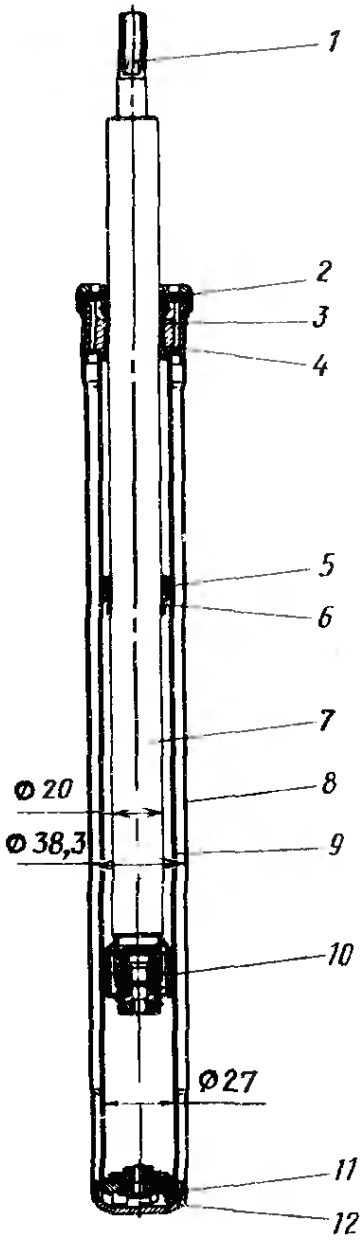


Рис. 3.4. Вставной патрон фирмы «Боге» в разрезе. Амортизатор, работающий по двухтрубному принципу, имеет следующие основные диаметры:

поршня — 27 мм, штока — 20 мм и наружный (по монтажным причинам) — 38,3 мм. Буфер отбоя *5* сидит на кольце уголкового сечения *6*, приваренном точками к штоку *7*

3.1. Значение размеров, приведенных на рис. 3.3

⌀ *A*, мм	⌀ *B*, мм	⌀ *C*, мм	⌀ *D*, мм	<α°
38,3	38,5	39,5/41,4	20	25
41,3	38,5/41,8	39,7/41,6 44,2/47,8		
43	41,8/43,8	41,6/44,2		
45,3	44,4	41,6	23	20
52	50,4	49,4	23	20

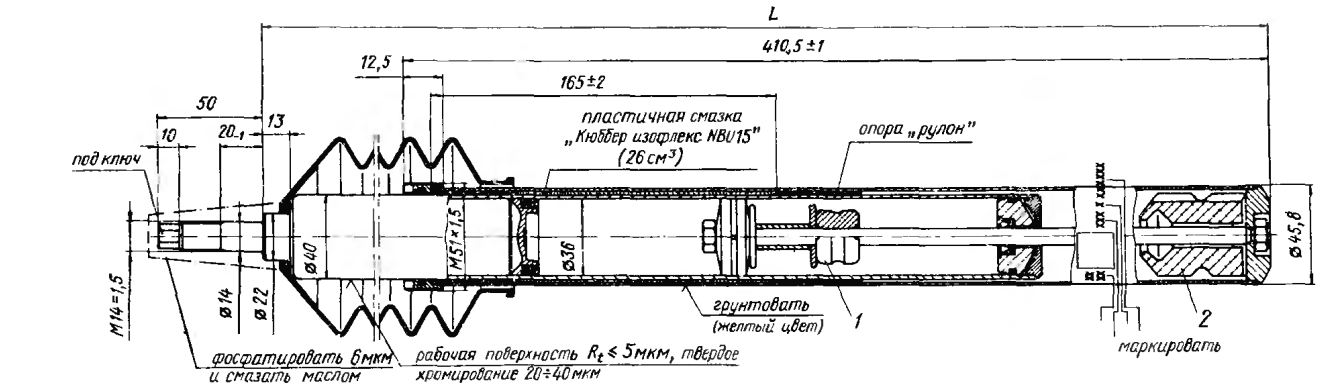
На рис. 2.40 был показан вставной патрон, разработанный фирмой «Бильштайн», который серийно встраивается в наружную трубу, несущую цапфу колеса и нижнюю чашку пружины. Если в этой стойке раньше были установлены детали амортизатора двухтрубной системы, а после их удаления должен быть вставлен однотрубный патрон, то показанные на рис. 2.21 прежние детали *1* и *4* (резиновый элемент и резьбовая крышка) должны быть заменены на новые, предоставляемые фирмой «Бильштайн». На рис. 3.5 представлен в разрезе патрон для автомобиля «Опель-коммодор»; демпфирование в нем осуществляется по схеме на рис. 1.27.

Шток толщиной 10,5 мм выдвигается вниз, дополнительный упругий элемент, установленный на штоке и опирающийся на донышко, при ходе сжатия упирается в крышку, установленную над направляющей штока и защищающую уплотнение. Следует отметить также раздельное восприятие продольных и боковых сил.

В двухтрубных стойках (и патронах) боковые силы нагружают шток на изгиб, в однотрубных же моменты этих сил воспринимаются рабочим цилиндром. Последний имеет шлифованную наружную поверхность с твердым хромовым покрытием и скользит в опорных втулках с тефлоновым покрытием, расстояние между которыми 165 мм. Как отмечалось в п. 2.3.5, сечение трубы цилиндра имеет более высокий момент инерции сечения, чем обычный сплошной шток диаметром 20—25 мм.

При однотрубном патроне скользящие втулки требуют применения промежуточной трубы, которая может быть обжата для установки в наружную трубу. Для смазывания и обеспечения отвода теплоты от рабочего цилиндра пространство между втулками заполняется специальной пластичной смазкой *NBU* 15, соответствующее указание имеется на чертеже, где видно и уплотнение этой полости. Поршень имеет диаметр 36 мм; сидящий на штоке буфер отбоя опирается через втулку на поршень и в конце упирается в направляющую штока. Направляющая штока установлена между двумя проволочными стопорными кольцами и уплотнена относительно трубы цилиндра кольцом круглого сечения; чтобы эту направляющую можно было при монтаже (или демонтаже) продавить внутрь, верхний торец направляющей выполнен ступенчатым. Это допускает определенное перемещение детали и дополнительно повышает надежность установки верхнего кольца.

Уплотнение несколько измененной (по сравнению с рис. 1.28) конструкции смонтировано здесь между двумя шайбами; верхняя шайба закрывает уплотнение от воздействия буфера отбоя. Шток скользит в направляющей по тефлоновой втулке.



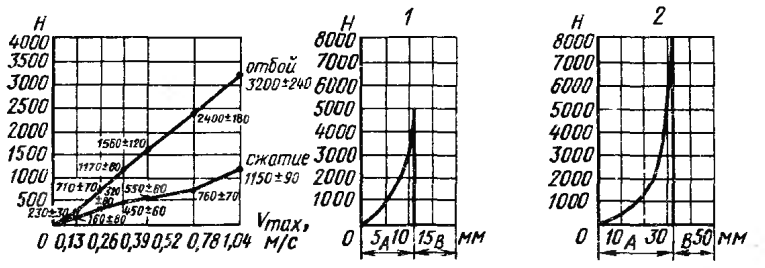


Рис. 3.5. Вставной патрон фирмы «Бильштайн», работающий по однотрубному принципу, предназначенный для последующей установки в переднюю подвеску автомобиля «Опель-коммодор» выпуска после 1980 г. Уменьшенная копия фирменного чертежа содержит все важные для монтажа и демонтажа размеры и допуски, а также требуемые нагрузки. К ним относятся регулировка усилий сжатия и отбоя, а также характеристики упругости обоих буферов, включая их размер при полном сжатии. Приведены также данные по защите наружных поверхностей и максимальная допустимая высота микронеровностей (см. также рис. 1.111):

L — длина амортизатора, мм;
(477 ± 3) — шток вдвинут до касания дополнительного упругого элемента;
(427 ± 2) — шток вдвинут, без дополнительного упругого элемента
(609 ± 3) — шток выдвинут, без буфера отбоя;
(589 ± 3) — шток выдвинут до касания буфера отбоя;
1 — буфер отбоя; *2* — дополнительный упругий элемент; *A* — упругое перемещение; *B* — длина в сжатом состоянии

В верхней части цилиндра находится газовая полость, изолированная относительно рабочей полости разделительным поршнем (см. также рис. 1.30). Приваренный к цилиндру штырь имеет резьбу $M14\times1{,}5$ и служит для крепления в верхней опоре; размеры и допуски соответствуют требованиям изготовителя автомобиля. После установки в наружную деталь, с учетом указаний относительно центрирования, нужно завернуть резьбовую крышку $M51\times1{,}5$, находящуюся на патроне сверху и поставляемую вместе с ним, с моментом 120—140 Н·м. В заключение для защиты внешней скользящей поверхности цилиндра на наружную трубу надевают гофрированный чехол.

4. ДЕМПФЕРЫ КОЛЕБАНИЙ ДВИГАТЕЛЯ

4.1. ЦЕЛЬ ПРИМЕНЕНИЯ

Как отмечалось в работе [8], п. 1.8 на автомобилях классической компоновки силовой агрегат состоит из двигателя, сцепления и коробки передач, на переднеприводных автомобилях к этому добавляется еще главная передача. Для изолирования вибраций двигателя от кузова опора силового агрегата выполняется на возможно более мягких резиновых элементах. За счет колебаний колес автомобиля при частоте $n_1 = 600$ мин$^{-1}$ на определенных дорожных покрытиях могут быть вызваны собственные колебания силового агрегата (если в его подвеске нет демпфера), что приведет к неприятным «встряхиваниям» передней части автомобиля вместе с рулевым управлением; водитель ощущает это как

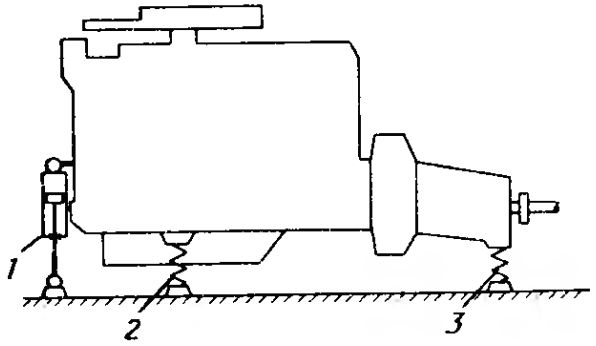


Рис. 4.1. Опоры силового агрегата спереди (*2*) и сзади (*3*) выполнены из высокоэластичной резиновой смеси, чрезвычайно малое демпфирование которой помогает в значительной мере изолировать вибрации двигателя от кузова. Колебания колес автомобиля могут вызвать собственные колебания силового агрегата, противодействовать этому можно установкой демпфера *1* колебаний

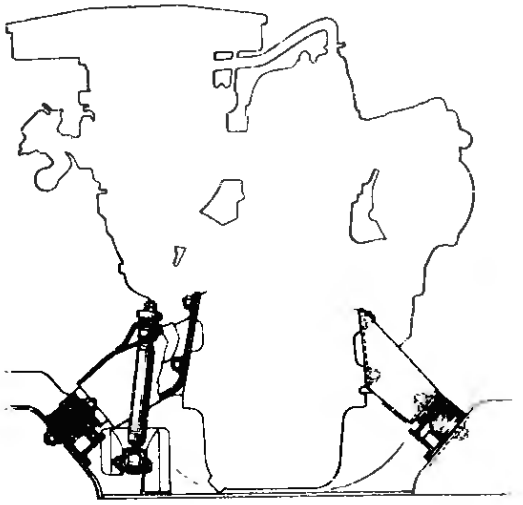


Рис. 4.2. На переднеприводном автомобиле «Тойота-терсел» демпфер колебаний двигателя имеет вверху штыревое крепление и внизу — с использованием проушины. На этом четырехцилиндровом двигателе продольного расположения демпфер установлен спереди

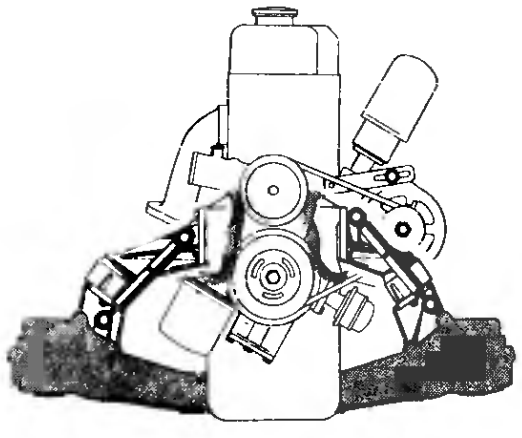


Рис. 4.3. Расположение демпферов колебания двигателя с обеих сторон наклонно рядом с шестицилиндровым двигателем автомобилей «Сенатор» и «Монца» фирмы «Опель»

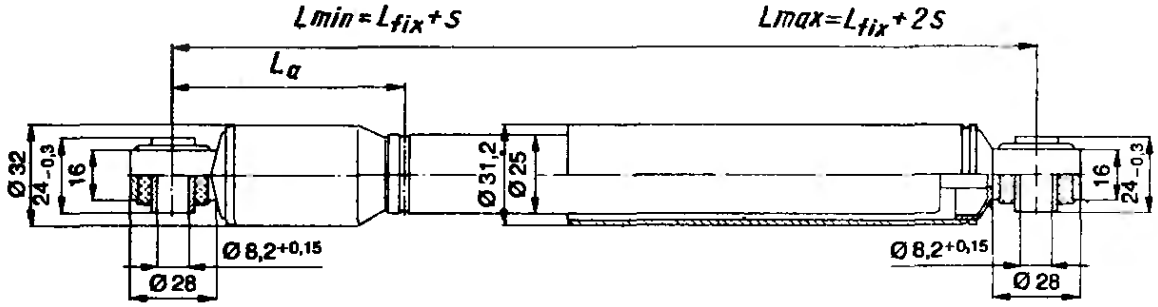


Рис. 4.4. Однотрубный амортизатор T22 фирмы «Боге», устанавливаемый в любом положении, с колпачковой мембраной в увеличениой до ∅ 32 мм компенсациоиной полостн. Длина L_a этой полости зависит от хода s и составляет при использовании амортизатора в качестве демпфера сиденья водителя 45 мм. Демпферы рулевого управления требуют бо́льших ходов, для ннх получается: L_a = 61 мм при s = 135 ÷ 210 мм и L_a = 86 мм при s = 211 ÷ 300 мм. Если с обеих сторон применены устаиовочные проушины (как показано), то конструктнвная длина амортизатора составляет $L_{пост}$ = 121, 154 или 179 мм соответственно. Подробное описание см. в работе [5]

повышение жесткости подвески. Помочь здесь могут демпферы колебаний двигателя, которые располагают перед двигателем (рис. 4.1), сбоку от него (рис. 4.2) или же с обеих сторон. На рис. 4.3 показано последнее из названных расположений на автомобилях «Сенатор» и «Монца» фирмы «Опель». Здесь установленные с наклоном амортизаторы дополнительно препятствуют колебаниям на холостом ходу и боковым перемещениям двигателя при резком переходе от тягового режима к тормозному.

Аналогичные амортизаторы могут быть предусмотрены для гашения колебаний сиденья водителя на грузовых автомобилях,

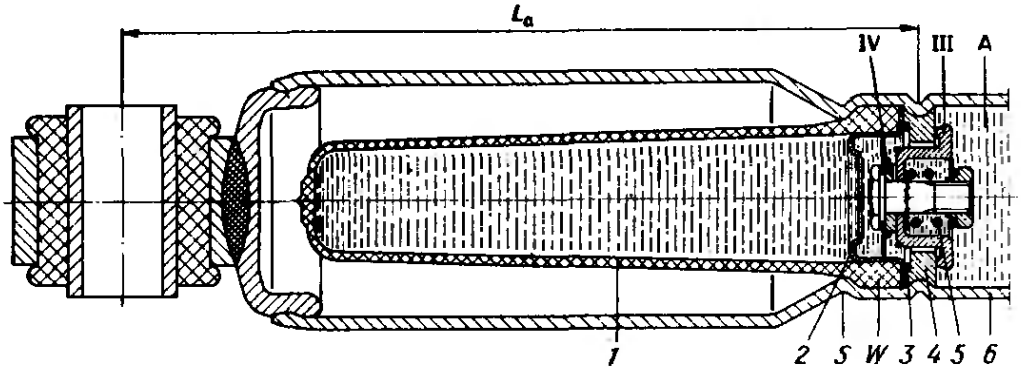


Рис. 4.5. В однотрубиом безиапорном амортизаторе фирмы «Боге», допускающем установку в любом положеиии, разделение воздуха и жидкостн осуществляется эластичной колпачковой мембраной, буртик *W* которой вместе с опорным кольцом *2* зажимается между донышком *4* и обжимкой *S* в цилиндре *6*. Последний имеет на конце больший диаметр, чтобы создать место для расширения мембраны, а также чтобы сократить длину L_a компеисационной полости, а вместе с ней и конструктивную длину $L_{пост}$. Показанный в правой части донный клапан имеет такое же устройство, как в двухтрубных амортизаторах при той же фуикцин. Внутреннее давленне в рабочей полости *A*, возникающее при вдвиганнн штока, преодолевая сопротнвление пружины *5*, приподнимает диск *IV* клапана от колпачка *III*. Жесткость и предтяг этой пружины, а также размер постоянного дросселя в диске *IV* определяют усилие при ходе сжатия. При отбое усилия развиваются клапаном на поршие; донный клапан должеи лишь допускать подсасывание масла при выдвиганнн штока. Колпачок *III*, преодолевая действие мягкой конической пружины *3*, приподнимается относительно доиышка *4*

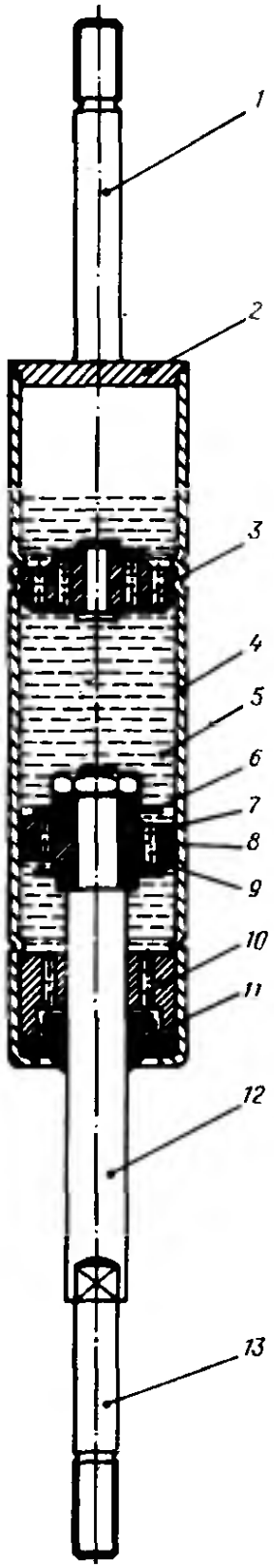


Рис. 4.6. Безнапорный однотрубный амортизатор фирмы «Стабилус» со штыревым креплением с обеих сторон, с диаметром поршня 22 мм и штока 8 мм:

1 — установочный штырь; *2* — крышка; *3* — клапанная перегородка; *4* — цилиндр (труба 24,4×1,2); *5* — масло; *6* — клапанные диски; *7* — поршень; *8* — поршневое кольцо; *9* — постоянный дроссель; *10* — направляющая штока; *11* — уплотнение; *12* — шток; *13* — установочный штырь

а также сельскохозяйственных и строительных машинах. Если они установлены вертикально или с небольшим наклоном, тогда подходят конструкции, показанные на рис. 4.6 и 4.8; при большем наклоне становится необходимым разделение воздуха и жидкости с помощью мембраны (рис. 4.4 и 4.5).

4.2. ОДНОТРУБНАЯ БЕЗНАПОРНАЯ СИСТЕМА

Применяемые для указанных целей амортизаторы работают по однотрубной схеме, однако (в отличие от тех, что используются для демпфирования колебаний колес), как правило, без напорного нагружения столба масла. На рис. 4.6 показана в разрезе конструкция фирмы «Стабилус»; наружный диаметр составляет 24 мм, диаметр поршня 22 мм, штока 8 мм. Ход на серийных исполнениях составляет 26—45 мм. Цапфы диаметром 6 мм вверху на крышке и внизу на конце штока служат для штыревого крепления (рис. 4.7).

Почти такое же устройство имеет модель *T*22 фирмы «Боге» (рис. 4.8); для сокращения конструктивной длины внутренний диаметр компенсационной полости *C* увеличен с 22 до 25 мм. Оба этих безнапорных амортизатора отличаются от демпферов рулевого управления, описанных в работе [5], в основном своим расположением в автомобиле и связанной с этим формой компенсационной полости. Демпферы колебаний двигателя с выдвигающимся вниз штоком устанавливаются в принципе вертикально, причем возможно отклонение от вертикали до 55° (см. рис. 1.7). В таких случаях требуется лишь удлинение компенсационной полости и увеличение объема жидкости, чтобы предотвратить попадание воздуха в рабочую полость при низкой температуре через клапанную перегородку, которая будет при этом наклонена относительно уровня жидкости. Описанные в п. 1.3 газонаполненные амортизаторы тоже работают по однотрубной схеме: основное отличие от них (кроме отсутствия напора и уменьшенного поршня) состоит в том, что компен-

сационная полость *C* отделена от рабочей полости *A* не разделительным поршнем, а клапанной перегородкой *4*. Эта перегородка, закрепленная путем накатки по трубе цилиндра, допускает перетекание жидкости между полостями *A* и *C* через отверстия и клапаны. Комбинация эта по своей конструкции соответствует показанному на рис. 1.78 донному клапану и состоит из расположенных сверху элементов управления давлением, а также нижнего перекрывающего диска *5*. При выдвигании штока *1* жидкость перетекает через большие отверстия B_1, приподнимая диск *5* от корпуса *4* перегородки, и компенсирует объем штока. При вдвигании

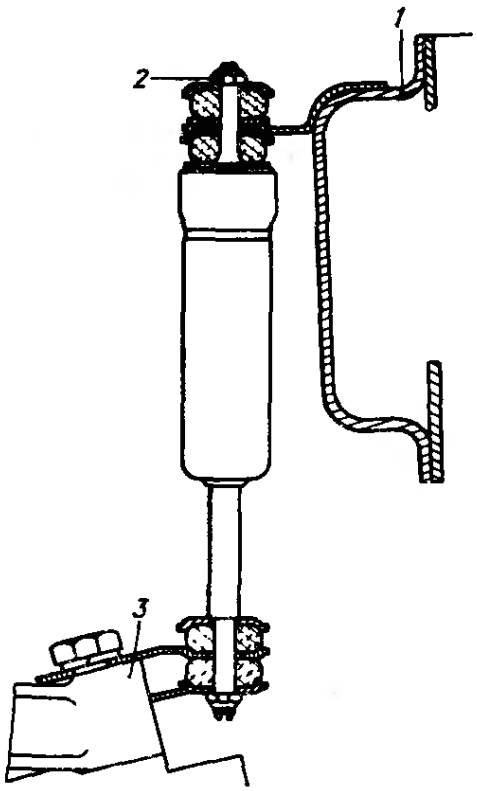


Рис. 4.7. Демпфер колебаний шестицилиндрового двигателя «Мерседес», установленный вертикально и закрепленный вверху на лонжероне рамы и внизу на передней опоре двигателя:

1 — лонжерон рамы; *2* — гайка М6, момент затяжки 101 Н·м; *3* — нижнее крепление на опоре двигателя

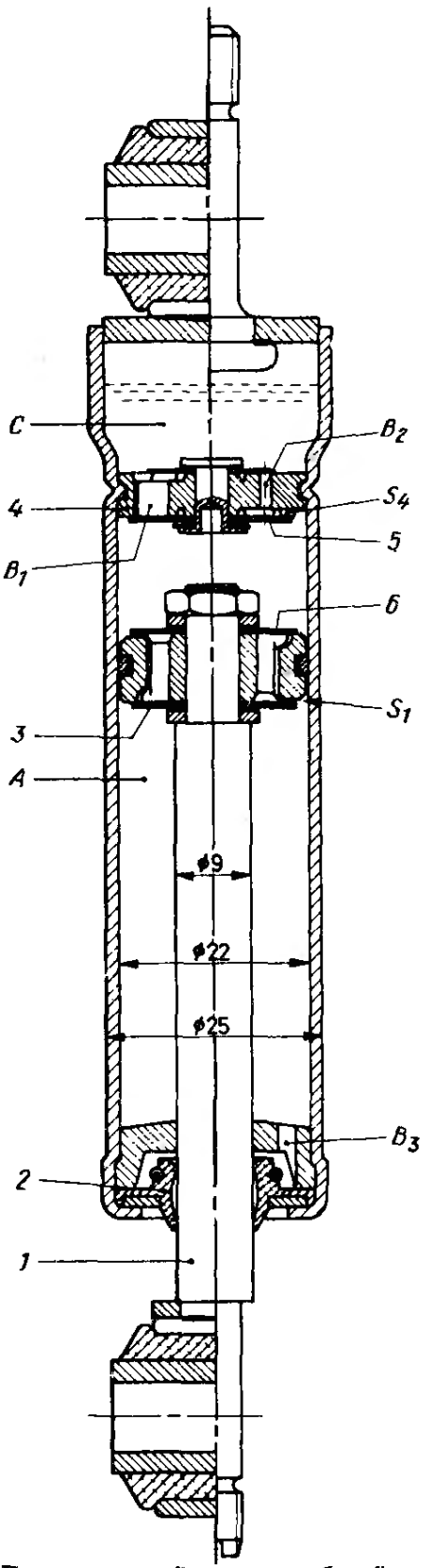


Рис. 4.8. Безнапорный однотрубный амортизатор фирмы «Боге», поставляемый по выбору со штырями или с проушинами. Поршень имеет диаметр 22 мм, а шток — 9 мм. В компенсационной полости *C* верхнего расположения находятся жидкость и воздух. Чтобы воздух не мог попасть в рабочую полость *A*, отклонение амортизатора от вертикали не должно превышать 30° (см. рис. 1.7); при бо́льших углах необходимо удлинение компенсационной полости

штока жидкость перетекает при малых скоростях поршня через постоянный дроссель S_4 в нижнем клапанном диске, а при повышенных скоростях — через отверстия B_2, приподнимая расположенные сверху упругие диски, представляющие собой часть клапана сжатия. Как указано на рис. 1.82, в газонаполненных однотрубных амортизаторах за усилие сжатия отвечают исключительно упругие диски, расположенные на поршне; в демпферах колебаний двигателя клапан *3* на поршне осуществляет лишь часть такого демпфирования. Усилия сопротивления при сжатии определяются здесь двумя клапанами, поэтому регулирования клапана в перегородке и клапана на нижней стороне поршня должны быть взаимно согласованы, чтобы в рабочей полости *A* всегда было избыточное давление (как описано в п. 1.2.3).

Конструкция уплотнения и направляющей штока соответствует рис. 1.16, добавляются лишь вертикальные отверстия B_3, обеспечивающие выравнивание давления между рабочей полостью *A* и уплотнением *2*. Этот амортизатор закрывается закаткой трубы цилиндра.

В отличие от направления сжатия усилия отбоя определяются, как и в газонаполненных амортизаторах, количеством и толщиной упругих дисков *6* на верхней стороне поршня, а также постоянным дросселем S_1 на нижней стороне поршня.

4.3. ГАЗОНАПОЛНЕННЫЙ АМОРТИЗАТОР ФИРМЫ «СТАБИЛУС»

Нагружение жидкости давлением препятствует ее вспениванию и обеспечивает безупречное демпфирование даже при малых амплитудах колебаний (см. п. 1.3.2). Чтобы получить это преимущество в демпферах колебаний двигателя, фирма «Стабилус» поставляет, к примеру, для автомобилей БМВ серии «3» и «7» исполнение, в котором видимая на рис. 4.6 клапанная перегородка отсутствует, а верхняя полость заполнена газом (рис. 4.9); это обусловливает выталкивающую силу на штоке 150 Н. Направляющая

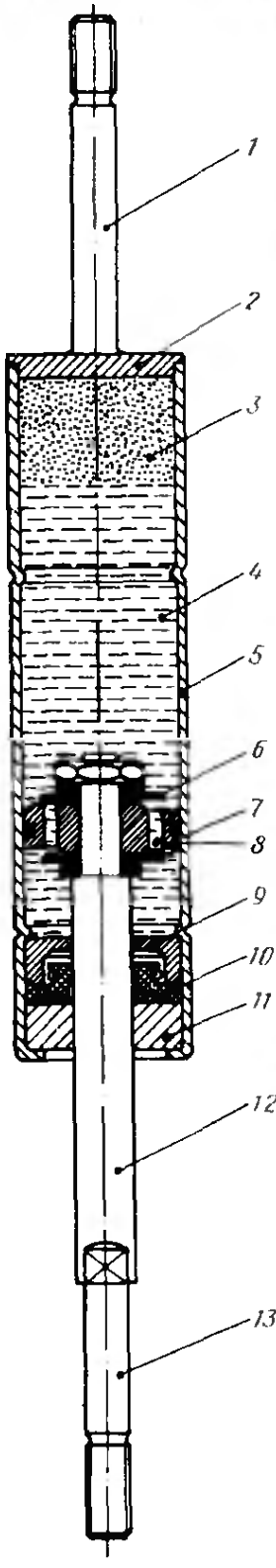


Рис. 4.9. Газонаполненный амортизатор фирмы «Стабилус»; выталкивающая сила при восьмимиллиметровом штоке составляет 150 Н:

1 — установочный штырь; *2* — крышка; *3* — газ (азот); *4* — жидкость; *5* — цилиндр (труба 24×1,2); *6* — диски клапана; *7* — поршень; *8* — постоянный дроссель; *9* — нажимное кольцо; *10* — уплотнение; *11* — направляющая штока; *12* — шток; *13* — установочный штырь

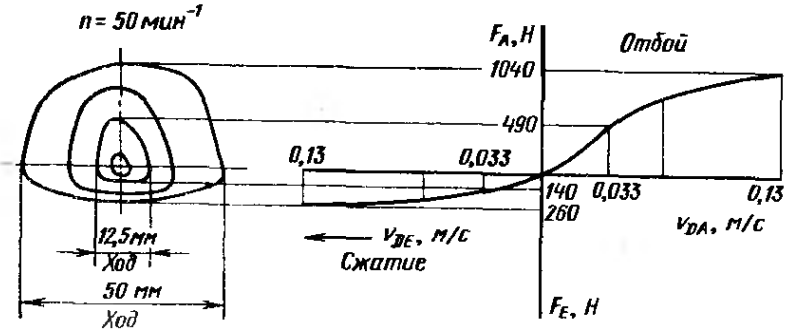


Рис. 4.10. Рабочая диаграмма и построенная по ней дегрессивная характеристика сопротивления безнапорного амортизатора фирмы «Боге»

штока расположена здесь ниже уплотнения; последнее прижимается к штоку нажимным кольцом. При удлинении компенсационной полости и увеличении количества жидкости возможны углы наклона до 30°.

4.4. РЕГУЛИРОВКИ

На рис. 4.10 показаны рабочие диаграммы амортизатора фирмы «Боге», снятые на стенде при частоте $n = 50$ мин$^{-1}$ с испытательными ходами 12,5; 25 и 50 мм. Можно отметить высокие средние усилия демпфирования и связанную с этим дегрессивную характеристику (см. рис. 1.48 и 1.56). На рис. 4.11 представлена аналогичного вида характеристика амортизатора фирмы «Стабилус»— тоже безнапорного. Так как он имеет ход всего 30 мм, испытания проводились при ходах 10, 20 и 30 мм, но с частотой $n = 100$ мин$^{-1}$. Продолжение характеристики отбоя пересекло бы ось Y при 500 Н, а характеристики сжатия — при 150 Н; таким образом, обе эти линии при значениях ниже минимального испытательного хода 10 мм дегрессивно изгибаются в направлении нулевой точки. На рис. 4.12 представлена диаграмма более округленной формы газонаполненного амортизатора фирмы «Стабилус», где видна выталкивающая сила на штоке F_k; усилия отбоя и сжатия при данной

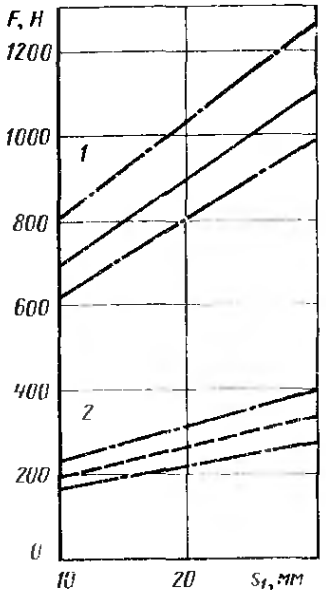


Рис. 4.11. Дегрессивная характеристика безнапорного амортизатора фирмы «Стабилус». Поле допуска сил сопротивления отмечено штрихпунктирными линиями. Испытание амортизатора осуществляется при $n = 100$ мин$^{-1}$ и испытательном ходе S, равном 10, 20 и 30 мм (ход амортизатора 39 мм): *1* — отбой; *2* — сжатие

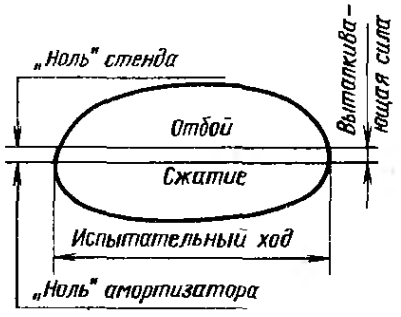


Рис. 4.12. Упрощенная диаграмма газонаполненного амортизатора фирмы «Стабилус» с соотношением усилий отбоя и сжатия, равным единице

4.1. Значения усилий отбоя и сжатия для различных видов соотношений между ними

$F_A > F_{E^0}$, Н		$F_A = F_{E^0}$, Н	$F_A < F_{E^0}$, Н	
отбой	сжатие		отбой	сжатие
		300	150	240
900	270		500	1000
2000	500	600	1050	1240
		1500	1400	1800

регулировке одинаковы. Вначале прописывается нулевая линия проворачиванием барабана записи стенда без амортизатора, а затем — при установленном амортизаторе. Расстояние между этими двумя линиями (прочерченными на рисунке горизонтально) дает значение силы F_k (см. рис. 1.48).

В крупносерийном производстве контроль на стенде осуществляется при $s = 20$ мм и $n = 100$ мин$^{-1}$, скорость поршня составляет тогда $v_D = 0{,}104$ м/с (см. п. 1.4.1). Для исполнений, предназначенных для установки в различные легковые автомобили, применяются различные усилия отбоя F_A и сжатия F_E с соотношением их от 4 до 0,5 (табл. 4.1):

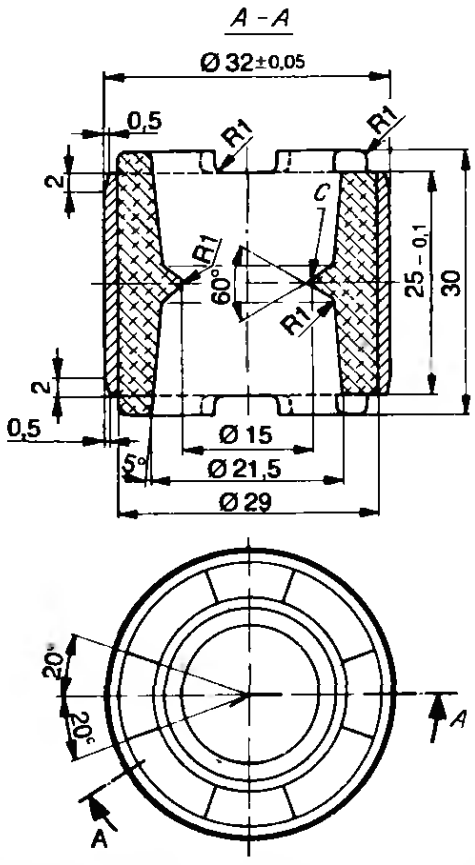


Рис. 4.13. Мягкий шарнир проушины фирмы «Стабилус», разработанный с целью изолирования от кузова также и высокочастотных вибраций двигателя. На кромке *C* допустим облой не более 0,5×1 мм

4.5. ПРОМЕЖУТОЧНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ КРЕПЛЕНИЯ

Передача демпфирующих усилий от двигателя на кузов или поперечину подвески может

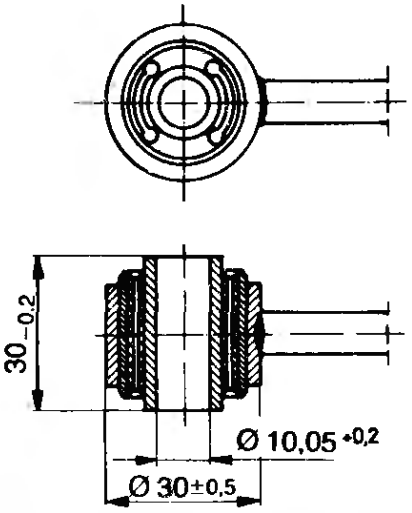


Рис. 4.14. Шарнир проушины с двумя выемками, обеспечивающими повышение эффективности демпфирования после перемещения ±1 мм. Сайлент-блок запрессовывается в проушину в указанном положении, чтобы ось амортизатора проходила по выемкам

осуществляться с обоих концов амортизатора штыревыми шарнирами (см. рис. 4.7); от затяжки гайки *M6* зависят угловая подвижность и податливость резиновых деталей (см. рис. 1.120 и 1.121). Находит применение также и шарнир с проушиной (см. рис. 4.3 и 1.119), здесь он имеет обычно ширину 24 мм и крепится болтом *M8* или *M10*. Между внутренней и наружной втулками возможны углы скручивания до $\alpha/2 = \pm 8^\circ$ и углы перекоса до $\beta/2 = \pm 8^\circ$ (см. рис. 1.119). Вид крепления зависит от возможностей применения: амортизатор может иметь вверху штырь (см. рис. 4.2), внутреннюю резьбу *M6* глубиной 12 мм в крышке и проушину внизу или наоборот. В критических диапазонах и при высокой скорости вращения на двигателях (в особенности четырехцилиндровых) могут возникнуть высокочастотные колебания, которые при жестких или сильно затянутых промежуточных элементах крепления передавались бы на кузов. Избежать этого недостатка на демпферах со штыревым креплением можно, устанавливая резиновые элементы лишь с небольшим натягом или вовсе без него; в случае шарнира с проушиной могут возникнуть трудности с демпфированием шума. Чтобы не ухудшать этой характеристики, фирма «Стабилус» выпускает амортизаторы с шарнирами, в которых резиновый элемент утоняется по направлению к торцам, а в середине имеется лишь узкий поясок, опирающийся на распорную втулку (рис. 4.13). Четыре выступа высотой 2,5 мм контактируют с шайбами (здесь не показаны), ограничивающими боковую подвижность. На рис. 4.14 показана другая конструкция, выпускаемая фирмой «Стабилус». Здесь резиновый элемент имеет с двух сторон выемки высотой 1 мм, которые обеспечивают более жесткую передачу демпфирующих усилий отбоя и сжатия только после указанной деформации. Обе эти детали похожи на опоры рычагов, описанные в [81, п. 3.1.3, которые изолируют жесткое качение радиальных шин со стальным кордом от кузова.

Дальнейшие подробности и размеры можно найти в техническом описании «Однотрубные амортизаторы (безнапорные)» фирмы «Боге», а также в каталоге фирмы «Стабилус», относящейся к объединению «Закс».

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ К ГЛ. 1—4

Книги

1. LEYHAUSEN, J.: Die Meisterprüfung im KFZ-Handwerk. Würzburg: Vögel-Buchverlag, 8. Auflage, 1982.
2. MITSCHKE, M.: Dynamik der Kraftfahrzeuge. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 1972.
3. Neuer Auto—Werkstatt—Kalender 1983. Würzburg: Vogel-Buchverlag 1982.
4. Fakra-Handbuch. Berlin, Köln: Beuth-Vertrieb, 1979.
5. TÜV-Auto-Report. Köln: 1982.
6. TÜV Bayern: Änderungen an Auto und Motorrad. München: 2. Auflage, 1978.
7. TÜV Rheinland: Wie sicher ist Ihr Lkw? Köln: 1977.
8. Раймпель Й. Шасси автомобиля. М.: Машиностроение, 1983. 356 с.
9. Reimpell, J.: Fahrwerktechnik: Federung Fahrwerkmechanik. Würzburg: Vogel-Buchverlag, 1978.

Журналы

1. ADAC-motorwelt. München: ADAC-Verlag.
2. Automobil-Industrie. Würzburg: Vogel-Verlag.
3. Automobiltechnische Zeitschrift (ATZ). Stuttgart: Franck sche Verlagsanstalt.
4. Auto, Motor und Sport. Stuttgart: Vereinigte Motorverlage.
5. Kfz-betrieb. Würzburg: Vogel-Verlag.
6. mot. Stuttgart: Vereinigte Motorverlage.
7. der verkehrsunfall. Kippenheim: Verlag verkehrstechnischer—Schriften.
8. VDI-Nachrichten. Düsseldorf: VDI-Verlag.
9. VDI-Zeitschrift. Düsseldorf: VDI-Verlag.

Техническая информация фирм

1. Aluminium-Zentrale, Düsseldorf: Merkblätter Aluminium-Knetwerkstoffe, Aluminium-Gußlegierungen und wietere Veröffentlichungen.
2. Beratungsstelle für Stahlverwendung, Düsseldorf: Merkblatt 471, SI-Einheiten.
3. Boge, Eitorf: Einrohrdämpfer.
4. Boge, Eitorf: Federbein.
5. Boge, Eitorf: Federbeineinsätze.
6. Boge, Eitorf: Gasdrückdämpfer.
7. Boge, Eitorf: Zweirohrdämpfer.
8. Fichtel & Sachs, Schweinfuhrt: Stoßdämpfer, Einbauhinweise für den Konstrukteur.
9. Fichtel & Sachs, Schweinfuhrt: Stoßdämpfer, Funktion und Werkststthinweise.
10. Fichter & Sachs, Schweinfuhrt: Hochleistungsdämpfer für Nutzfahrzeuge.
11. Koni, Eberhahn/Uww.: Spezial. D-Stoßdämpfer.
12. Monroe, Brüssel: Stossdämpfer für europäische und japanische fahrzeuge.

ПЕРЕЧЕНЬ ОБОЗНАЧЕНИЙ, ВХОДЯЩИХ В ФОРМУЛЫ ГЛ. 5

1. Для отрезков, м или мм

a — ширина профиля обода

b — высота закраины обода

b — ширина профиля шины в эксплуатации

B — ширина профиля шины

d_1 — диаметр обода (номинальный)

D — наружный диаметр шины

e — вылет дискового колеса

H — высота профиля шины

L_R — база автомобиля

n_R — снос боковой реакции

r_0 — радиус поворота по центру масс автомобиля

$r_д$ — динамический радиус на катящейся шине

$r_{ст}$ — статический радиус шины на стоящем автомобиле

R_r — плечо продольной силы в контакте шины

$s_з$ — прогиб шины на стоящем автомобиле

U — развертка шины при 60 км/ч

2. Для масс, и т. п., кг или т

m_g — полная масса автомобиля

m_h — масса, приходящаяся на заднюю ось

m_v — масса, приходящаяся на переднюю ось

$m_{1v,\,h}$ — половина неподрессоренных масс спереди, сзади

$m_{2v,\,h}$ — половина подрессоренных масс над передней, задней осью

t_R — допустимая масса, приходящаяся на шину

3. Для сил, Н или кН

F_A — тяговая сила в контакте обоих колес

F_{Bh} — тормозная сила в контакте обоих задних колес

F_{Bv} — тормозная сила в контакте обоих передних колес

F_{cf} — центробежная сила

F_L — продольная сила

F_n — нормальная сила в контакте колеса

ΔF_n — колебание вертикальной силы

F_r — сила трения

F_R — усилие на колесе

F_s — боковая сила в контакте колеса

G_g — полная масса автомобиля

G_h — масса от задней оси

G_v — масса от передней оси

W_R — сопротивление качению

4. Для моментов, Н·м

M_d — крутящий момент

M_L — возвратный момент в рулевом управлении

5. Для жесткостей, Н/мм или Н/м

c_1 — жесткость шины при имеющемся на автомобиле давлении

c_R — жесткость шины при номинальном давлении p_R

6. Для давлений, МПа

p_R — номинальное давление воздуха в шине при экономичной или максимальной грузоподъемности

p_1 — имеющееся на автомобиле давление в шине

7. Для безразмерных поправочных коэффициентов

k_A — коэффициент увеличения жесткости шины при качении (5.5.1.6)

k_B — поправочный коэффициент для статической жесткости шины

k_F — поправочный коэффициент для динамической жесткости шины

k_M — поправочный коэффициент для возвратного момента, учитывающий сцепление

k_R — коэффициент сопротивления качению

k_U — поправочный коэффициент для развертки шины

8. Для углов в градусах

α_h — угол увода шины на задних колесах

α_v — угол увода шины на передних колесах

α_s — угол схода одного колеса

β_m — средний угол поворота колес

γ_0 — развал колеса при конструктивном положении автомобиля и прямом направлении колес

γ_a — развал наружного повернутого колеса

γ_i — развал внутреннего повернутого колеса

9. Греческие буквы для обозначения взаимодействия шины с дорогой, величины безразмерные или в процентах

λ_L — проскальзывание в продольном направлении, %

λ_s — проскальзывание в боковом направлении, %

μ_G — коэффициент бокового скольжения

μ_h — коэффициент сцепления в продольном направлении

μ_L — коэффициент трения скольжения при блокированном колесе в продольном направлении

μ_R — результирующий коэффициент сцепления из μ_h и μ_s

μ_s — коэффициент бокового сцепления на катящемся колесе

10. Остальные обозначения

a — ускорение, замедление, м/с^2

D_R — демпфирование шины

P_R — мощность сопротивления качению, кВт

v — скорость, км/ч или м/с

ПЕРЕЧЕНЬ НАЗВАНИЙ ИНОСТРАННЫХ ФИРМ И АВТОМОБИЛЕЙ, ПРИВЕДЕННЫХ В ГЛ. 5

Русское написание	Оригинальное написание	Русское написание	Оригинальное написание
«Адмирал»	Admiral	«Манта»	Manta
«Альфа-Ромео»	Alfa-Romeo	«Мишлен»	Michelin
«Альфасуд»	Alfasud	«Опель»	Opel
«Ативе»	Atiwe	«Пассат»	Passat
«Ауди кватро»	Audi Quattro	«Пирелли»	Pirelli
«Ауди НСУ	Audi NSU	«Порше»	Porsche
Ауто унион»	Auto Union	«Рено»	Renault
БМВ	BMW	«Сааб»	Saab
«Вольво»	Volvo	«Ситроен»	Citroën
«Гольф»	Golf	«Тальбо»	Talbot
«Даймлер-Бенц»	Daimler-Benz	«Тойота»	Toyota
«Данлоп»	Dunlop	«Транспортер»	Transporter
«Кадет»	Kadett	«Унироял»	Uniroyal
«Капри»	Capri	«Фиат»	Fiat
«Кронпринц»	Kronprinz	«Фиеста»	Fiesta
«Лейланд»	Leyland	«Фольксваген»	Volkswagen
«Леммерц»	Lemmerz	«Форд»	Ford
«Лянчия»	Lancia	«Фукс»	Fuchs
«МАН»	MAN		

5. ШИНЫ И КОЛЕСА*

5.0. НОРМАТИВЫ СТАНДАРТА ДИН И ДИРЕКТИВЫ ЭКОНОМИЧЕСКОГО СОЮЗА РЕЗИНОВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ ФРГ

Относительно шин, колес и соответствующих принадлежностей действуют следующие стандарты.

ДИН 7761, ДИН 7766, ДИН 7770, ДИН 7771, ДИН 7774, ДИН 7775, ДИН 7777, ДИН 7778, ДИН 7783, ДИН 7784, ДИН 7785, ДИН 7786, ДИН 7787 и ДИН 7788. Вентили для автомобильных камер.

ДИН 7780, ДИН 7781, ДИН 7782 и ДИН 78027. Вентили для бескамерных шин.

ДИН 7803. Шины для легковых и развозных автомобилей.

ДИН 7804. Шины для легких грузовых автомобилей.

ДИН 7805. Шины для грузовых автомобилей.

ДИН 7817, ДИН 7818, ДИН 7820, ДИН 7824, ДИН 7826 и ДИН 78022. Обода.

ДИН 7829. Обода и колеса, обозначение.

ДИН 70020, лист 5. Шины и колеса, термины и условия измерений

ДИН 74361. Дисковые колеса: присоединительные размеры, болты и гайки крепления.

Все указанные стандарты содержатся в справочнике Комитета технических норм и стандартов автомобильной промышленности, который можно заказать через издательство «Бойт» (*Beuth*), почтовый ящик 1145, 1000, Берлин, 30, или Камекештрассе, 8, 5000, Кельн, 1.

Кроме этого, имеются руководящие материалы, выпущенные экономическим союзом резиновой промышленности ФРГ, которые можно заказать через общество экономического содействия резиновой промышленности: Цеппелиналлее, 69 или почтовый ящик 90 10 60, 6000 Франкфурт/Майн, 90, а также публикации «Технической организации европейских производителей шин и ободов» (*ETRTO*) с местонахождением в Брюсселе, авеню Брэгманн, 32.

5.1. ТРЕБОВАНИЯ К ШИНАМ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ

Эти требования могут быть подразделены на пять групп.

1) безопасность;

2) экономичность;

---

* В интересах советских читателей перевод книги дополнен главой «Шины и колеса», опущенной при переводе первой книги Й. Раймпеля «Шасси автомобиля». — *Прим. издательства.*

3) благоприятный диаметр при достаточной грузоподъемности;
4) комфортабельность;
5) низкая стоимость.

Безопасность. К безопасности относится, в первую очередь, безопасность в отношении разрыва шины: она зависит от прочности каркаса и должна быть гарантирована изготовителем шины. Для диагональных шин, имеющих обозначение 4 *PR* (см. п. 5.2.3) давленне разрыва составляет $p \geqslant 2{,}0$ МПа независимо от того, имеется ли фактнчески четыре слоя корда в каркасе или только два. Диагональные шины 6 *PR* и *8 PR*, а также радиальные выдерживают давление не менее 2,5 МПа; видно, что эти величины значительно выше давления воздуха при эксплуатации, которое составляет около 0,2 МПа. Следующим можно было бы назвать предотвращение смещения бортов шины (см. рис. 5.4) относительно обода при слишком низком давлении в ней — вследствие недосмотра или какого-либо повреждения. С этим связано требование надежного прилегания бортов к закраинам обода, в противном случае при малой скорости движения борта могли бы соскочить в ручей обода и автомобиль стал бы неуправляемым. Обоим этим требованиям в значительной мере удовлетворяет обод с двусторонним подкатом (см. рис. 5.45), получивший почти исключительное распространение на западногерманских автомобилях.

Применение бескамерных шин (см. рис. 5.3) также повышает безопасность, так как герметичный внутренний слой охватывает проколовший шину гвоздь или другой предмет, за счет чего выход воздуха предотвращается или сильно замедляется. В камерной шине камера испытывает напряжение, и при повреждении освобождаются растягивающие усилия, которые вызывают развитие места повреждения. Даже при незначительном повреждении из камеры быстро выходит воздух, что может привести к аварии. Помимо других требований можно выделить:

надежные направляющие функции в боковом направлении;
надежная передача тяговых и тормозных сил;
надежность против проскальзывания;
малая склонность к аквапланированию,
пригодность к зимией эксплуатации;
достаточная скоростная прочность;
способность устойчивого прямолинейного движения;
малый нагрев;
нечувствительность к переезду через рельсы;
сопротивляемость к повреждению боковых стенок.

Речь идет о свойствах, которые зависят как от рисунка и состава смеси протектора, так и от конструкции каркаса, но в особенности — от давления в шине. Чтобы избежать эксплуатации с недостаточным давлением, заводы—изготовители автомобилей должны задавать одно значение давления для всех нагрузочных состояний, а имеино то, которое требуется для автомобиля с полной нагрузкой. Единственной неприятностью при этом может быть ощущение

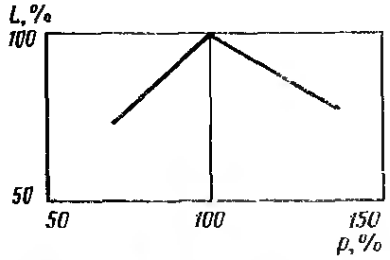


Рис. 5.1. Зависимость ресурса шины от давления в ней

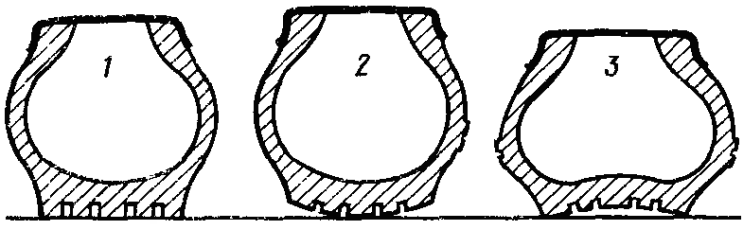


Рис. 5.2. При повышенном давлении нагрузка приходится в основном на среднюю часть протектора, а при пониженном — на заплечики:

1 — правильное давление; *2* — повышенное давление; *3* — пониженное давление

ухудшения плавности хода при малой нагрузке вследствие слишком высокого для этого состояния давления в шинах.

В заключение можно сказать, что большинству приведенных требований в отношении безопасноти удовлетворяет радиальная шина.

Экономичность. Кроме приемлемой цены экономичность шин определяется также износоустойчивостью, равномерным изнашиванием протектора, достаточной глубиной рисунка протектора (обычно 8—9 мм), малым сопротивлением качению, а также небольшим дисбалансом и возможностью восстановления шины (наложением протектора). По износоустойчивости и сопротивлению качению радиальная шина имеет преимущества перед диагональной, в то время как восстанавливать диагональную шину, имеющую от 4 до 8 слоев каркаса, легче, чем шину с 2-слойным каркасом или радиальную. И хотя восстановление шины дешевле, чем приобретение новой, водитель должен ясно представить себе, что восстановленная шина не всегда имеет такую же скоростную прочность, как новая, а иногда уступает ей и по износоустойчивостн. К тому же в результате восстановления может увеличиться дисбаланс шины (см. п. 5.12).

Давление воздуха в шине оказывает решающее влияние и на экономичность (рис. 5.1); если пробег шины при правильном давлении принять за 100 %, то он составит:

при пониженном на 20 % давлении — около 85 %,
при пониженном на 40 % давлении — около 60 % и
при пониженном на 60 % давлении — всего 25 %.

Причина этого — в повышенном нагреве и неблагоприятной форме пятна контакта; шина катится в основном на заплечиках протектора, вследствие чего там возникает повышенное удельное давление (рис. 5.2). Аналогичным образом, увеличивается изиос и при повышенном давлении в шине, одиако уже не по крайним дорожкам, а в средней зоне беговой поверхности. На рис. 5.1 показано обусловленное неправильным давлением уменьшение пробега шины.

Наружный диаметр. Чем меньше наружный диаметр применяемой шины, тем меньше будут напряжения во всех трансмиссион-

ных валах, передающих крутящий момент от двигателя, а, кроме того, напряжения изгиба в цапфах и других деталях подвески, вызванные боковыми силами в контакте колес. Кроме того, при этом уменьшаются размеры колесных ниш и запасное колесо занимает меньше места. Недостатком является то, что медленно катящееся колесо меньшего диаметра в большей степени копирует дорожные неровности; при больших скоростях колесо вследствие своей инертности и усилившегося демпфирования уже меньше повторяет дорожные неровности. Из-за необходимости размещения тормозов легковые и комбинированные автомобили имеют обычно диаметр колес не менее 13 дюймов (328 мм). В отношении диаметра D и грузоподъемности t_R наименьший используемый размер шины: 135 SR 13, имеющий $D = 548$ мм, $r_д = 265$ мм и $t_R = 310$ кг при $p_R = 0{,}22$ МПа (см. табл. 5.9).

Комфортабельность. Комфортабельность определяется следующими показателями:

благоприятные характеристики упругости;

мягкость качения;

малый дорожный шум;

отсутствие «визга» на поворотах, при разгоне и торможении;

малое сопротивление повороту колеса;

малое боковое биение и минимальное радиальное биение под нагрузкой (т. е. равномерная жесткость боковых стенок *).

Требования в отношении комфортабельности отчасти находятся в противоречии с другими, не менее важными свойствами шины:

мягкая шина имеет бóльшую боковую податливость, что снижает безопасность движения на поворотах;

шина с плавным, бесшумным качением имеет повышенное сопротивление качению, а также может обладать худшим сцеплением;

плоская, широкая беговая поверхность, хотя и обеспечивает лучшую передачу тяговых и тормозных сил, приводит к увеличению усилия поворота, шума качения и сопротивления качению, повышению чувствительности к наличию воды на дороге и т. д.

Задача изготовителя — найти компромисс, позволяющий выпускать доступную по цене шину, удовлетворяющую поставленным требованиям.

Стоимость шин. Шина серии 82 со стальным поясом является на сегодня самой выгодной в отношении затрат. Это наглядно показано в приведенном ниже расчете фирмы «Пирелли» в сравнении с уже не применяющейся диагональной шиной, которая при том же давлении воздуха имеет равную грузоподъемность (см. также табл. 5.8).

---

* В СССР указанное свойство шин выражается силовой неоднородностью. — *Прим. перев.*

1960 г.	Сравнение стоимости шин	1980 г.
63,20	Цена одной шины, марок ФРГ	83,00
5.60-13	Размер шины	155 *R* 13
26 000	Средний ресурс, км	48 000
0,96	Стоимость четырех шин на 100 км пробега, марок ФРГ	0,68

Итог: благодаря большему ресурсу в 1980 г. шины требовали на 25 % меньше затрат, чем в 1960 г.

5.2. ШИНЫ ДИАГОНАЛЬНОЙ КОНСТРУКЦИИ ДЛЯ ЛЕГКОВЫХ И РАЗВОЗНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

5.2.1. Конструкция и профили

Основным элементом конструкции диагональной шины является каркас (рис. 5.3), который, являясь «несущим остовом», имеет, по крайней мере, два слоя прорезиненных нитей корда. В зависимости от требований прочности в качестве материала применяются вискоза, нейлон, а также стальной корд. Концы слоев корда с обеих сторон завернуты вокруг бортовых колец (рис. 5.4); эти проволочные кольца вместе с завернутыми концами слоев корда образуют борта покрышки. Борт образует с ободом соединение с силовым замыканием, поэтому он должен обеспечить надежную посадку и передавать на шину тяговые и тормозные моменты; в бескамерной шине к этому добавляется еще требование герметичности.

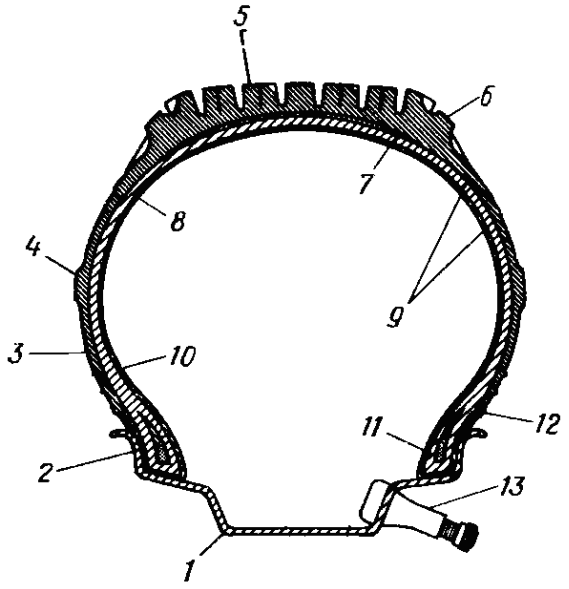


Рис. 5.3. Конструкция бескамерной диагональной шины для легковых автомобилей:

1 — глубокий обод; *2* — борт; *3* — боковина; *4* — защитный поясок; *5* — протектор; *6* — заплечник; *7* — брекер; *8* — каркас; *9* — зона деформации; *10* — внутренний слой; *11* — бортовое кольцо; *12* — монтажный поясок; *13* — вентиль

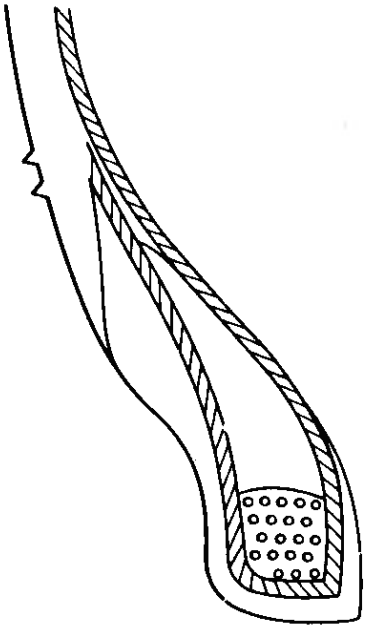


Рис. 5.4. Борт шины образуется заворачиванием слоев каркаса вокруг бортового кольца



Рис. 5.5. Шина диагональной конструкции с перекрещивающимися нитями и четырехслойным каркасом

По наружному диаметру каркаса на него нанесен протектор, осуществляющий контакт с дорогой и имеющий рельефный рисунок; некоторые шины имеют для усиления еще промежуточный элемент — брекер (см. рис. 5.3).

По краям беговой поверхности протектор переходит в заплечики, к которым примыкают боковины. Боковина представляет собой слой резины, защищающий каркас от вредных воздействий. Состав резиновой смеси на боковинах и заплечиках другой, чем на протекторе, так как они практически не подвержены износу; при качении в этих зонах происходит лишь деформация. Расположенный на боковине защитный поясок предназначен для предохранения от повреждения при контакте с бордюрным камнем. На шине имеется также монтажный поясок, позволяющий определить правильность посадки на ободе (см. рис. 5.3).

Диагональные шины имеют перекрестное расположение слоев в каркасе (рис. 5.5), причем угол наклона нитей к экватору составляет 35—38° в «нормальных» конструкциях, 30—34° в спортивных шинах, уменьшаясь до 26° в высокоскоростных и гоночных шинах (рис. 5.6). Величина этого угла зависит также от семейства шины, т. е. от отношения высоты профиля H к его ширине B (рис. 5.7). В зависимости от соотношения H/B диагональные шины могут быть подразделены на:

шины «супербаллон»;

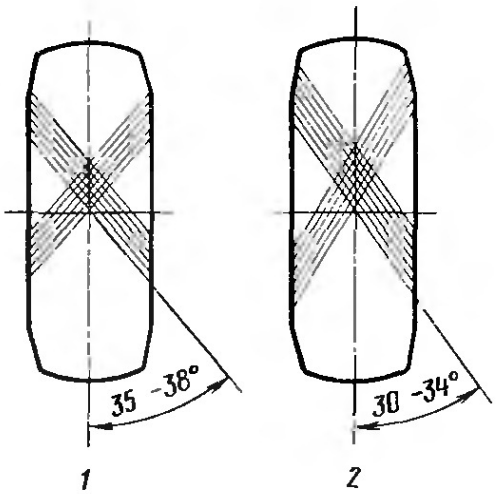


Рис. 5.6. Обычные для диагональных шин углы наклона нитей к экватору:

1 — нормальные шины; *2* — шины «*S*»

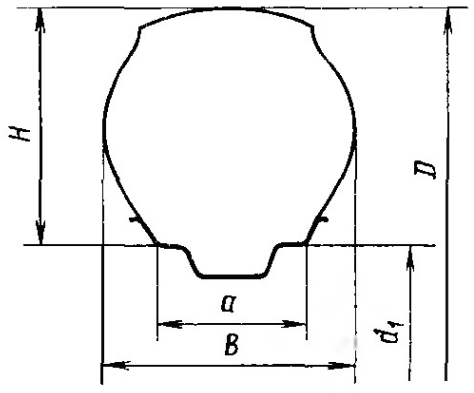


Рис. 5.7. Отношение высоты профиля H к его ширине B оказывает большое влияние на свойства шины. $H = 0{,}5\,(D—d_1)$. B и D см. в табл. 5.3, 5.9 и 5.10, d_1 см. в табл. 5.26

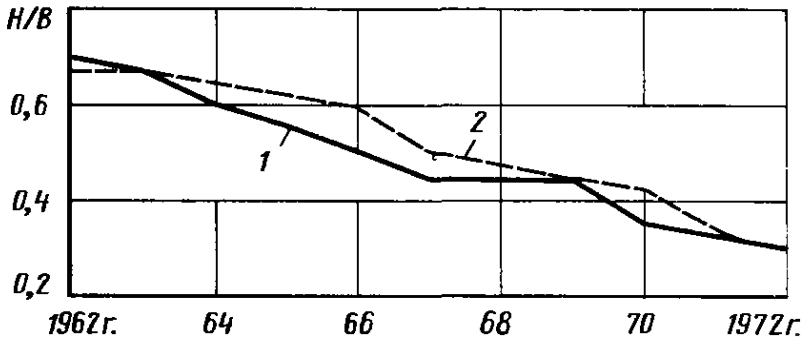


Рис. 5.8. Уменьшение соотношения профиля гоночных шин с 1962 по 1972 г. Соотношение $H/B \approx 0{,}7$, применявшееся в 1962 г. на этих шинах, используется сегодня серийно почти на всех относительно скоростных легковых автомобилях (серия 70, см. рис. 5.9 и табл. 5.9):

1 — передние колеса; *2* — задние колеса

низкопрофильные,
сверхнизкопрофильные;
шины с определенным соотношением профиля.

К последним относятся серии «70», «60» и «50», которые еще выпускаются в США с диагональным каркасом (см. п. 5.3.3). В Европе же шины таких профилей выпускаются только радиальной конструкции, по этой причине Техническая организация европейских производителей шин и ободов предусматривает нормирование только радиальных шин. Совсем другое дело — гоночные шины, которые имеют диагональный каркас, чтобы не ухудшать характеристик разгона и торможения автомобиля излишне большим моментом инерции и, кроме того, получить оптимальные направляющие функции в боковом направлении. Радиальные шины имеют большую массу на периферии и не могут (из-за мягких боковых стенок) передавать такие большие боковые усилия, как диагональные шины с очень малым углом наклона нитей к экватору.

На рис. 5.8 отражен процесс развития гоночных шин, а именно уменьшение соотношения профиля H/B с 0,7 до 0,3 в период с 1962 по 1972 гг. Из-за связанного с этим ухудшения характеристик упругости шины можно, вероятно, считать появившееся в 1977 г. значение 0,24 нижним пределом. Эта специальная гоночная шина

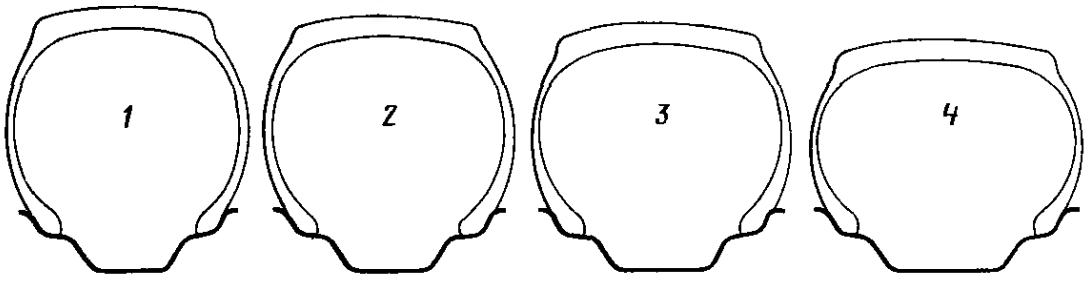


Рис. 5.9. Семейства шин, появившиеся в продаже после 1945 г. Здесь не изображены еще более плоские профили: серия 60 (1971 г.) и серия 50 (1974 г.), которые выпускаются в Европе только радиальной конструкции:

1 — $H/B = 0{,}95$, супербаллон, год появления 1948; *2* — $H/B = 0{,}88$, низкопрофильная 1959 г.; *3* — $H/B = 0{,}82$, сверхнизкопрофильная, 1964 г.; *4* — $H/B = 0{,}70$, серия 70 1967 г.

5.1. Обозначения диагональных шин для легковых автомобилей, установленные стандартом ДИН 7803, имеющиеся соотношения профиля и применяемые диаметры ободов

Тип шины	Год внедрения в ФРГ	*H/B*	*a/B* [1]	Нормированная ширина профиля, дюймы или мм	Предусмотренные диаметры ободов	Средний угол наклона корда к экватору	Преимущества
«Супербаллон»	1948	0,95	0,72	4.40 4.80 5.20 5.60 5.90 6.40 6.70 7.60	10″ 12″ 13″ 14″ 15″	38°	Хорошая плавность хода, благоприятный внешний вид
Низкопрофильные	1959	0,88	0,75	5.00 5.50 6.00 6.50 7.00 7.25 7.50 8.00 9.00	12″ 13″ 14″ 15″	36°	Повышенная боковая жесткость, уменьшенное сопротивление качению
Сверхнизкопрофильные	1964	0,82	0,75	5.65/135 5.95/145 6.15/155 6.45/165 6.95/175 7.35/185 7.75/195	12″ 13″ 14″ 15″	35°	Улучшенное сопротивление уводу

[1] *a/B* отношение ширины профиля обода к ширине профиля шины, см. рис. 5.7 и 5.42.

имела ширину беговой поверхности 350 мм, она монтировалась на обод диаметром 15 и шириной 16 дюймов и весила около 5 кг, т. е. была заметно легче, чем сравнимая радиальная шина серии «70».

На рис. 5.9 приведены шины различного профиля, применяемые на легковых, комбинированных и развозных автомобилях с указанием года появления этих шин, а в табл. 5.1 представлены средние углы наклона нитей и преимущества, обусловленные определенным соотношением профиля. Соответствующие размеры и ширина профиля приведены в ДИН 7803. Ширина профиля, а также посадочный диаметр обода приведены почти исключительно в дюймах, т. е. в англо-американской системе мер. Эта система из-за ее широкого распространения была сохранена по историческим причинам и поэтому все данные, относящиеся к отдельным размерам шин в дюймах, следует рассматривать как условные обозначения. Данные в дюймах не всегда соответствуют фактической ширине шины, так как она зависит еще и от ширины обода

(см. табл. 5.15). Точные размеры можно взять из стандартов либо справочников по шинам.

Как видно из табл. 5.1, по значению ширины профиля можно определить, к какому семейству относится шина, т. е. соотношение ее профиля. Об этом говорят цифры после запятой. Обозначение ширины профиля шин «супербаллон» кратно 0,10 дюймам, за исключением десятичных знаков 0,00 и 0,50. Последние предназначены для маркировки низкопрофильных шин, например 5,50-13, 6,00-13 и т. д. (исключение: 7,25-13).

В отдельных случаях к этому обозначению добавляется еще буква L = *low*, низкий (например, 6.00-15 *L* 6 *PR*), чтобы отличить эти шины от выпускавшихся более 30 лет назад шин «баллон» одинакового размера. Шины сверхнизкопрофильные имеют обозначение, оканчивающееся на 0,05″ вместе с указанием ширины в мм (которое тоже оканчивается на 5), например:

6.15/155-13, 6.95/175-14 или подробнее 6.15-13/155-13, 6.95-14/175-14 и т. д.

Диагональные шины этого профиля имеют почти в точности такие же размеры, как радиальные шины серии «82» и могут быть (с учетом грузоподъемности, см. п. 5.3.2) заменены на автомобиле последними.

5.2.2. Рисунок протектора шин

Как уже указывалось в п. 5.1, предъявляемые к шине требования в значительной степени зависят от рисунка ее протектора, т. е. от оформления, и применяемых резиновых смесей этой части шины. Оба указанных параметра подчиняются целевому назначению шины, в связи с которым существует следующее подразделение:

шины со стандартным дорожным рисунком;

шины для грязи и снега (*M* & *S*),

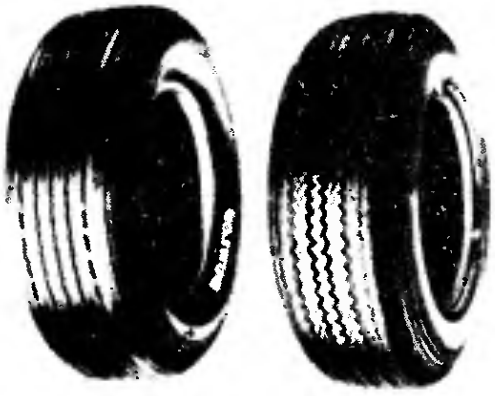


Рис. 5.10. Два стандартных дорожных рисунка протектора, применявшихся ранее фирмой «Данлоп» для шин диагональной конструкции: слева рисунок «*C* 41», справа — «B 7»

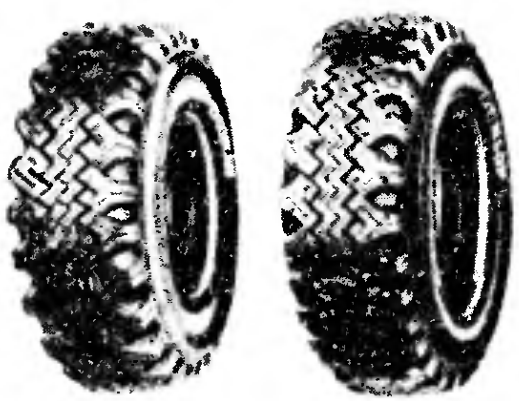


Рис. 5.11. Шины изготовлявшиеся ранее фирмой «Данлоп»: слева с рисунком *M* & *S*, справа — *M* & *S*-*E* (с шипами)

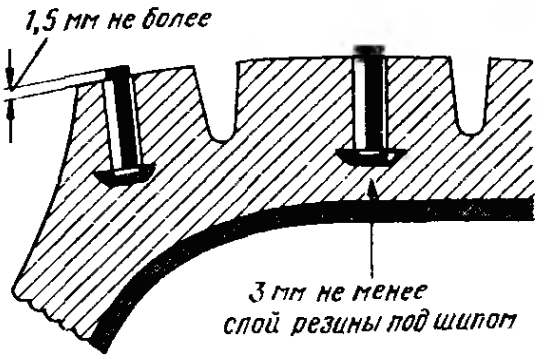


Рис. 5.12. Для повышения сцепления на льду в протектор шин *M & S—E* вставляются от 80 до 140 шипов из твердого сплава, которые, однако, не должны выступать более чем на 1,5 мм

шины для грязи, снега и льда (*M & S-E*), а также шины повышенного сцепления.

Стандартные дорожные шины имеют от 4 до 7 дорожек (ребер) высотой 8—9 мм, ориентированных в продольном направлении и тонко профилированных для улучшения сцепных качеств (рис. 5.10). Беговая поверхность для улучшения мягкости качения выполнена округленной и по краям переходит в заплечики, которые для создания лучшего сцепления на повороте тоже могут быть профилированными (см. рис. 5.3). От формы заплечников зависит также чувствительность шины к переезду через рельсы. До 50-х годов заплечики имели угловатую форму, как изображено на рис. 5.16. В то время фирма «Данлоп» первая в Европе применила для диагональных шин скругленную форму заплечников, этот рисунок протектора имел обозначение *B7*. С некоторыми изменениями он применяется еще до сих пор и показан справа на рис. 5.10. Полученные при этом преимущества привели к тому, что в последующие годы практически все шинные фирмы осуществили изменения в этом направлении. Угловатые заплечники в настоящее время можно найти только на шинах для грузовых автомобилей (см. рис. 5.40).

Большинство западногерманских (и других европейских) шинных фирм предлагают несколько различных стандартных дорожных рисунков, отчасти обладающих различными свойствами. Поэтому в обозначении шины кроме завода-изготовителя должно быть и обозначение рисунка протектора (см. п. 5.2.3).

Для хорошего сцепления на снегу шины *M & S* имеют крупный поперечно ориентированный рисунок увеличенной глубины (рис. 5.11). Соответствующий стандарт ДИН 7803 допускает увеличение наружного диаметра на 2 % по сравнению с дорожным рисунком, т. е. увеличение глубины профиля до 6 мм, чтобы обеспечить требуемые зимой свойства. Однако обычно глубина рисунка составляет лишь 12—13 мм (на дорожных шинах 8—9 мм), чтобы дополнительно не снижать и без того уменьшенный коэффициент сцепления в продольном и боковом направлениях (см. табл. 5.40 и 5.43). Кроме того, эти шины имеют увеличенное сопротивление качению, вследствие чего уменьшается максимальная скорость автомобиля и повышается расход топлива. Для компенсации этого и улучшения устойчивости движения шинные фирмы рекомендуют повышать давление в этих шинах минимум на 0.02 МПа.

Шины *M & S-E*, т. е. шины для грязи и снега с шипами, так сильно разрушали дорожное покрытие, что несмотря на существо-



Рис. 5.13. Крупный рисунок шины «Даклоп» SP 66*M & S* — зимней шины нового поколения с поясом из стального корда и специальным составом смеси для сохранения эластичности на морозе и улучшения сцепления. Глубина рисунка протектора составляет 11 мм

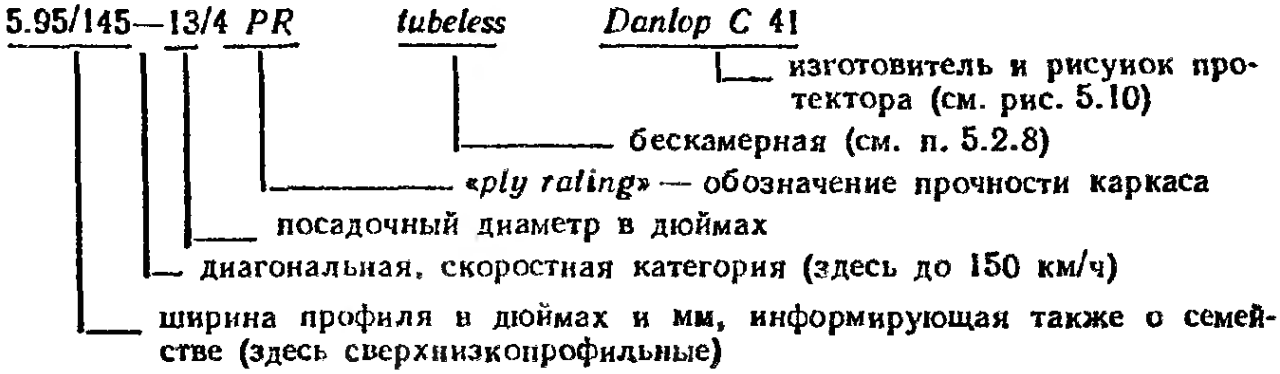
вавшее ограничение максимальной скорости до 100 км/ч, законодатели запретили их дальнейшее применение. Как можно видеть из табл. 5.40 и 5.43, шины с максимальным выступанием 1,5 мм (рис. 5.12) обеспечивают лучшее сцепление на льду, особенно при температуре около 0° С; в других же, «не зимних», условиях шипы дополнительно снижают коэффициент сцепления как в продольном, так и в поперечном направлениях. Характеристики движения автомобиля при торможении и на поворотах при оснащении его шипованными шинами не только ухудшаются, но и изменяются: задние колеса блокируются раньше и внезапно проявляется не наблюдавшаяся до того тенденция к избыточной поворачиваемости либо происходит нечто подобное. При оснащении автомобиля зимними шинами нового поколения указанные недостатки не проявляются в такой степени, так как эти шины по своим характеристикам приближаются к летним. Как показано на рис. 5.13, эти шины имеют крупный, поперечно ориентированный рисунок, расчлененный на отдельные элементы различного размера. Дополнительное тонкое профилирование и резиновая смесь протектора особого состава, не чувствительная к холоду, уменьшают скольжение на льду (см. рис. 5.25 и 5.32).

Эти шины *M* & *S*, называвшиеся раньше шинами повышенного сцепления, изготовляются только радиальной конструкции. Различные модели западногерманских фирм несколько различаются по своим характеристикам на сухой и мокрой дороге, но по поведению на тающем снегу и по тенденции всплытия в лужах (аквапланирование, см. рис. 5.96) эти шины превосходят стандартные дорожные за счет большого сечения поперечных канавок протектора.

Для улучшения ездовых качеств, уменьшения износа и снижения сопротивления качению шинная промышленность рекомендует давление в этих шинах повышать на 0,02 МПа.

5.2.3. Обозначение шин по ДИН 7803

В п. 5.2.1 говорилось только о ширине профиля *B* и посадочном диаметре *d*. Однако полное обозначение шины должно содержать все данные, важные для ее применения на автомобиле:



Скоростная категория подразделяет шины по максимальной допустимой скорости движения, для ее обозначения предусмотрены следующие буквы:

S (*speed*, скоростная);

H (*high speed*, высокоскоростная);

V (*very high speed*, сверхвысокоскоростная).

В самой нижней категории, называемой «нормальной», вместо буквы ставится черточка, как в вышеприведенном примере. Табл. 5.2, взятая из справочника шинной фирмы «Данлоп», содержит предельные скорости, зависящие от посадочного диаметра и варианта рисунка протектора. Если автомобиль оснащен шинами для грязи и снега (*M* & *S* см. рис. 5.11, слева), необходимо соблюдать приведенные в таблице предельные скорости, чтобы избежать перегрева и вырыва элементов протектора. Если мощность двигателя позволяет движение автомобиля с большей скоростью, то об ограничении максимальной скорости вследствие

5.2. Допустимые максимальные скорости (км/ч) движения для шин различных скоростных категорий, от нормальной до «*V*», при различных диаметрах ободов (выдержка из стандарта ДИН 7803)

Диагональные шины	Нормальная	*S*	*H*	*V*	*M* & *S* без шипов	*M* & *S-E* с шипами *
На ободах 10″	120	150	—	—	120	100
На ободах 12″	140	160	—	—	140	115
На ободах 13″	150	180	210	Свыше 210	150	130

Примечание. * Приведенные здесь скорости — технически возможные; существующие в различных странах ограничения имеют обычно меньшие значения.

установки шин *M & S* должна напоминать наклейка в поле зрения водителя.

Четыре левых колонки табл. 5.2 относятся к шинам со стандартным дорожным рисунком протектора. Шины *M & S* диагональной конструкции, начиная с диаметра обода 13" могут использоваться на скорости не более 150 км/ч; на более скоростных автомобилях должна быть предусмотрена предупреждающая наклейка вблизи спидометра.

Стоящее после посадочного диаметра обозначение конструкции шины указывает ее нагрузочную способность: чем больше число *PR* (*ply rating*, норма слойности), тем больше прочность каркаса. Усиленный каркас допускает большее внутреннее давление и позволяет за счет этого повысить грузоподъемность шины, т. е. массу, приходящуюся на нее. Приведенное в обозначении шины число *PR*, как правило, не соответствует фактическому числу слоев корда в каркасе.

Законодательство США требует обстоятельного указания числа слоев и применяемого материала, поэтому на многих шинах можно найти такую надпись (на английском языке), например:

2 PLIES RAYON,

что означает наличие двух слоев вискозного корда в каркасе.

Табл. 5.3, содержащая данные по нормированным в ФРГ сверхнизкопрофильным шинам, отражает вышеупомянутые связи. Например, шина 6.45/165-13 (независимо от числа *PR*) при давлении 0,21 МПа выдерживает нагрузку 425 кг. Шина 6 *PR* допускает увеличение давления до 0,25 МПа, вследствие чего допустимая масса повышается до 470 кг. В других семействах имеются еще шины 8 *PR*, которые при давлении 0,325 МПа могут быть нагружены еще больше. Подчеркнутые в табл. 5.3 значения обозначают максимальную грузоподъемность (массу), соответствующую нижестоящему числу *PR*. Однако при выборе шины 4 *PR* нужно ориентироваться не на это значение, а на экономичную грузоподъемность. Соответствующие ей давления, зависящие от скоростной категории и конструкции шины, приведены в табл. 5.4. Приведенные здесь значения следует понимать как давление накачки шин, или избыточное давление (в МПа). Шины 6 *PR* и 8 *PR* в нормальном и спортивном исполнении предназначены для комбинированных и развозных автомобилей; применение на этих автомобилях шин 4 *PR* законодательством запрещено.

Фактически предписываемое давление в шинах может быть выше, чем то, что определено, исходя из нагрузки. При назначении давления в первую очередь учитывается обеспечение требуемых ходовых качеств, условия эксплуатации и особенности конкретного автомобиля.

5.3. Размеры и грузоподъемность сверхнизкопрофильных шин диагональной конструкции (выдержка из справочника фирмы «Даилоп»)

Размер шин	Измерительный обод, дюйм	Допустимые обода, дюйм	Новая шина		В эксплуатации		Статический радиус ±1,5 %, мм	Длина развертки ±2 %, мм	Камера	Масса, приходящаяся на шину (кг) при давлении (0,1 МПа)													Максимальная скорость, км/ч
			ширина профиля, мм	наружный диаметр, мм	ширина профиля макс., мм	наружный диаметр макс., мм				1,2	1,4	1,5	1,7	1,9	2,0	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5	2,6	2,7	2,8	
5,95/145-13	4	3 1/2—4 1/2	147	570	156	587	267	1715	1320	235	265		310	335		355/4		370		385/6				
6,15/155-13	4 1/2	4—5 1/2	157	582	166	600	273	1750	1330	260	290		340	365		385/4		405		425/6				
6,45/165-13	4 1/2	4—5 1/2	167	600	177	619	279	1790	1330	290	325		375	400		425/4		450		470/6				150
6,95/175-14	5	4 1/2—6	178	638	189	658	295	1900	1440	340	380		445	475		505/4		530		555/6				
7,35/185-14	5 1/2	5—6 1/2	188	654	199	675	300	1935	1440	380	425		490	525		560/4		590		615/6				
6,15/155 *S* 13	4 1/2	4—5 1/2	162	581	172	599	273	1765	1330			260	290		340		365		385/4		405	425/6			
6,45/165 *S* 13	4 1/2	4—5 1/2	172	599	182	618	279	1810	1330			290	325		375		400		425/4		450	470/6			
6,95/175 *S* 14	5	4 1/2—6	183	637	194	657	295	1915	1440			340	380		445		475		505/4		530	555/6			180
7,35/185 *S* 14	5 1/2	5—6 1/2	194	653	206	674	300	1950	1440			380	425		490		525		560/4		590	615/6			
6,45/165 *H* 14	4 1/2	4—5 1/2	177	598	188	617	279	1810	1330				290	325			375		400		425	450	470/6		
7,35/185 *H* 14	5 1/2	5—6 1/2	199	651	211	672	300	1950	1440				380	425			490		525		560	590	615/6		200
7,75/195 *H* 14	5 1/2	5—7	210	667	223	689	305	1990	1460				410	460			535		575		670	610	670/6		

Примечание. По ширине и наружному диаметру приведены два размера для новой шины без нагрузки (внутреннее давление см. в табл. 5.4) и шины, находящейся в эксплуатации. Основой для экономичного выбора шины является грузоподъемность, соответствующая давлению воздуха 0,17 МПа (нормальные шины), 0,2 МПа (шины *S*) или 0,22 МПа (шины *H*). Подчеркнуты грузоподъемности, являющиеся пределом для соответствующей нормы слойности. При преимущественной эксплуатации нормальных шин на автостраде давление нужно увеличивать на 0,0 МПа. Грузоподъемность сдвоенных шин составляет 1,91 грузоподъемности одной шины.

Чистая

5.4. Давление воздуха для диагональных шин, МПа, в зависимости от скоростной категории (из стандарта ДИН 70020, Лист 5)

Норма слойности	Скоростная категория			
	нормальная	*S*	*H*	*V*
4 *PR*	0,17	0,2	—	По договоренности
6 *PR*	0,21	0,24	0,26	
8 *PR*	0,25	0,28	0,3	

5.2.4. Дополнительное обозначение шин по *ECE R 30* (по правилу *30 ЕЭК ООН*)

Женевский комитет ООН в сотрудничестве с Технической организацией европейских производителей шин и ободов, упоминавшейся в 5.0, разработал и опубликовал в октябре 1975 г. Правило 30. Это правило касается пока только типовых испытаний шин для легковых автомобилей и дополнительных обозначений, необходимых для проведения положенных испытаний. Некоторые европейские страны приняли Правило 30 в качестве закона.

Этот документ, действующий в ФРГ с 1.1.1978 г., предусматривает, что к принятому международному обозначению шины добавляется еще индекс грузоподъемности (*Load Index* — англ.), обозначающий максимальное значение грузоподъемности (т. е. допустимую массу) в килограммах или тоннах. Он заменяет указание нормы слойности на диагональных шинах для легковых и грузовых автомобилей. Числа эти построены по геометрическому ряду *R 20*, начинаясь с «0» (t_R = 45 кг) и оканчиваясь числом «279» (t_R = 136 т). Шины для легковых автомобилей имеют следующие индексы:

Индекс	Допустимая масса приходящаяся на шину, кг	Индекс	Допустимая масса, приходящаяся на шину, кг	Индекс	Допустимая масса, приходящаяся на шину, кг
60	250	76	400	92	630
61	257	77	412	93	650
62	265	78	425	94	670
63	272	79	437	95	690
64	280	80	450	86	710
65	290	81	462	97	730
66	300	82	475	98	750
67	307	83	487	99	775
68	315	84	500	100	800
69	325	85	515	101	825
70	335	86	530	102	850
71	345	87	545	103	875
72	355	88	560	104	900
73	365	89	580	105	925
74	375	90	600	106	950
75	387	91	615	107	975

После этого числа ставится буква обозначения скорости, которая должна заменить прежнее обозначение между шириной профиля и диаметром обода (см. п. 5.3.2). Эти буквы отчасти совпадают с международным обозначением для радиальных шин и указывают на скоростную категорию шины, т. е. на максимальную скорость движения для легковых автомобилей и на базовую скорость для грузовых автомобилей и прицепов (см. п. 2.3.9).

Буква обозначения	v_{max}, км/ч	Буква обозначения	v_{max}, км/ч	Буква обозначения	v_{max}, км/ч
F	80	*M*	130	*S*	180
G	90	*N*	140	*T*	190
J	100	*P*	150	*U*	200
K	110	*Q*	160	*H*	210
L	120	*R*	170		

Шины, допускающие скорости движения свыше 210 км/ч не попадают под это регулирование и поэтому обозначаются, как и прежде.

Таким образом, правильное обозначение радиальной шины выглядит следующим образом:

155 *R* 13 78 *S* (раньше 155 *SR* 13), а диагональной:

6.15/155—13 75 *P* (раньше 6.15/155—13/4 *PR*).

5.2.5. Технические характеристики

Различные стандарты и шинные справочники содержат важные для размещения шин размеры, не зависящие от их конструкции. В отношении новых это следующие размеры:

ширина профиля *B*;

наружный диаметр *D*;

статический радиус $r_{ст}$,

а в отношении эксплуатационного состояния шин:

габаритная ширина *b*;

максимальный наружный диаметр D_{max};

развертка *U*.

Простановку этих размеров можно видеть на рис. 5.7, включая и ширину профиля *B*. Последний является чисто конструктивным размером шины, замеренным по гладким боковинам на новой шине, в то время как габаритная ширина *b* учитывает толщину монтажных поясков, декоративных поясков и надписей на шине (рис. 5.14); кроме того, учитывается и увеличение этого размера в эксплуатации. Размер *b* может превышать ширину профиля *B* на величину до 6 %. Оба эти размера зависят еще от обода, на котором смонтирована шина, конкретно от ширины профиля обода *a* (см. рис. 5.7). Размеры по ширине, приведенные в табл. 5.3, 5.8 и 5.9, относятся к измерительному ободу (указанному во второй графе) и давлению воздуха, приведенному в табл. 5.4, и соответствующему экономичной нагрузке. Путем прибавления или

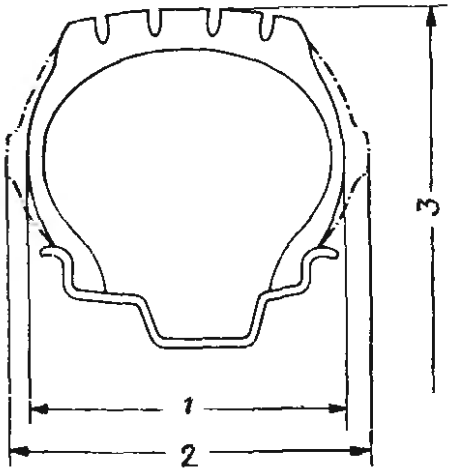


Рис. 5.14. Ширина профиля является чисто конструктивным размером шины, для эксплуатации на автомобиле более важной является габаритная ширина:
1 — ширина профиля; *2* — габаритная ширина; *3* — наружный диаметр

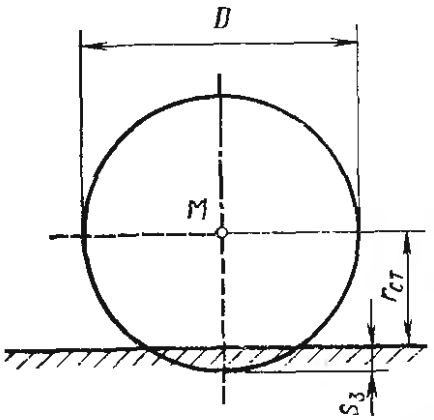


Рис. 5.15. На стоящем автомобиле шина прогибается на величину s_3, которую нужно вычесть из половины наружного диаметра $D/2$, чтобы получить статический радиус $r_{ст}$

вычитания приблизительно 5 мм на каждые 1/2 дюйма увеличения или соответственно уменьшения ширины профиля обода можно определить ширину шины на других допустимых ободах (см. табл. 5.14). Рассмотрим для примера шину 6.45/165-13/4 *PR*, расчетные размеры для которой будут:

ширина профиля $B = 6.45'' = 6{,}45 \cdot 25{,}4 = 164$ мм,

габаритная ширина $b = 1{,}06 \cdot B = 174$ мм.

На измерительном ободе шириной 4 1/2″ размеры согласно табл. 5.3: $B = 167$ мм и $b = 177$ мм.

Монтаж этой шины на допустимом пятидюймовом ободе привел бы к увеличению до следующих размеров: $B = 172$ мм и $b = 182$ мм. С учетом конкретного соотношения профиля $Q = H/B$ может быть приблизительно рассчитан наружный диаметр D новой шины, также проставленный на рис. 5.7. При посадочном диаметре $d_1 = 13$ дюймов и $Q = 0{,}82$ (сверхнизкопрофильная шина) для шины 6.45/165-13/4 *PR* накачанной до давления 0,17 МПа, этот размер получается:

$D = d_1 + 2\,BQ = (13$ дюймов $+ 2 \cdot 6{,}45 \cdot 0{,}82)\ 25{,}4$; $D = 599$ мм.

По табл. 5.3 наружный диаметр для шин стандартного дорожного профиля составляет $D = 600$ мм; отклонение от расчетного размера — 1 мм. При движении диаметр диагональной шины увеличивается до 2,5 % (см. рис. 5.88), так что для определения размеров колесной ниши должен быть принят размер $D_{max} = 619$ мм; для шин *M* & *S* к этому может добавиться еще плюсовой допуск 1,5 %.

Следующий размер, приводимый в ДИН 7803 и в справочниках по шинам, — статический радиус $r_{ст}$. Этот размер — чисто конструктивный и представляет собой расстояние от центра колеса до дороги на стоящем автомобиле; он относится к новой шине, нагруженной до максимальной грузоподъемности, причем

давление в шине должно быть соответствующим нагрузке. Для рассматриваемой шины 6.45/165—13/4 *PR* разность между половиной диаметра D новой шины и $r_{ст}$, т. е. нормальный прогиб шины $s_з$, составляет (рис. 5.15);

$$s_з = D/2 - r_{ст} = 300 - 279;\ s_з = 21 \text{ мм}.$$

Появившийся позднее размер — развертка U — он означает, согласно ДИН 70020, путь, проходимый колесом за один оборот при скорости перемещения 60 км/ч. Если максимальная скорость транспортного средства ниже указанной, то необходимо учесть меньшую величину развертки шины. Подробнее зависимость этой величины от скорости представлена на рис. 5.88.

При расчетах на прочность необходимо учитывать плечо действия сил при движении автомобиля, т. е. динамический радиус $r_д$. Последний получается из развертки U, поделенной на 2π *:

$$r_д = U/(2\pi).$$

Для шины 6.45/165 = 13/4 *PR* при скорости 60 км/ч получается:

$$r_д = 1790/6{,}28 = 285 \text{ мм},$$

что на 6 мм больше, чем $r_{ст} = 279$ мм.

5.2.6. Грузоподъемность шин для легковых автомобилей на прицепах и жилых автомобилях

Шины для легковых автомобилей могут использоваться также и для прицепов. Если конструкция прицепа ограничивает скорость движения до 60 км/ч (или еще ниже), то грузоподъемность диагональных шин любого размера может быть увеличена. В табл. 5.5 приведено это увеличение в процентах, причем исходной следует считать допустимую грузоподъемность и соответствующее ей давление воздуха (т. е. 0,21 МПа для 4 *PR*, 0,25 МПа для 6 *PR* и

5.5. Допустимое увеличение массы, приходящейся на шину, при ограничении скорости движения конструкцией транспортного средства (по стандарту ДИН 7803)

Максимальная скорость, определяемая конструкцией транспортного средства, км/ч	Допустимая масса, приходящаяся на шину, в % от значений для легковых автомобилей
60	110
50	115
40	125
30	135
20	150
8	175

* В отечественной литературе принято считать, что радиус, рассчитанный по развертке, — это радиус качения, а динамический радиус — расстояние от центра колеса до дороги на движущемся автомобиле. — *Прим. перев.*

0,325 МПа для 8 *PR*, см. табл. 5.4 и п. 5.3.8). Например, шина 6.45/165-13/4 *PR* (сверхнизкопрофильная) при давлении 0,21 МПа и скорости 30 км/ч по этой таблице имеет грузоподъемность

$$1{,}35 \cdot 425 = 573 \text{ кг}.$$

5.2.7. Применение низкосортных шин

Для транспортных средств, упомянутых в п. 5.2.6, можно применять шины, не соответствующие первому сорту, которые поэтому можно использовать лишь при ограниченной скорости. Согласно директиве 103 Экономического союза резиновой промышленности такие шины должны на обеих боковинах иметь надписи о допустимой максимальной скорости, например: «*MAX* 100 км/ч». Эти надписи выжигаются клеймом поперек названия фирмы, поэтому удалить их практически невозможно.

Если же шины имеют лишь второстепенные дефекты, не влияющие на скоростную прочность, то на них наносится соответствующая надпись «*SECUNDA*» (второй сорт) или только «*DA*».

Увеличение грузоподъемности, указанное в табл. 5.5, полностью применимо и для шин второго сорта. К сожалению, иногда случается, что такие неполноценные шины путем удаления клейма снова превращают в «первосортные» и продают под видом таковых. При обнаружении такой манипуляции необходимо принять срочные меры для наказания виновных.

5.2.8. Бескамерные и камерные шины

В обозначение шины должно входить указание о том, камерная она или бескамерная; к сожалению, в стандартах ДИН это требование отсутствует. Если в камерных шинах внутреннее давление сохраняется за счет вложенной камеры, то в бескамерных эту функцию выполняет внутренний герметизирующий слой из резиновой смеси строго определенного состава, который предотвращает диффузию воздуха изнутри наружу (рис. 5.16).

При монтаже бескамерных шин нужно обращать внимание на следующее.

1. Шина должна иметь надпись «*TUBELESS*» или «*Schlauchlos*» (бескамерная).

2. Обод должен быть абсолютно герметичен.

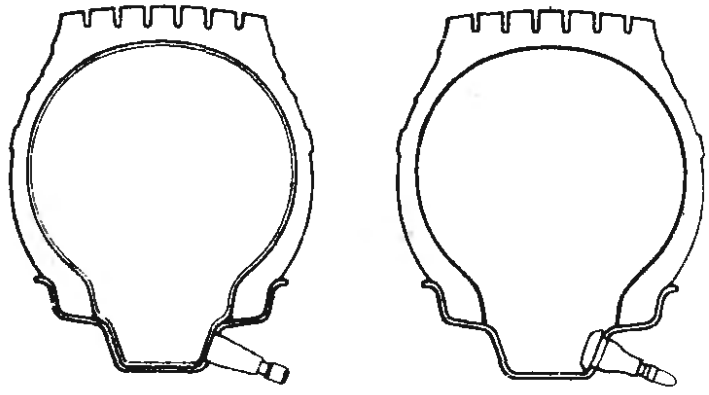


Рис. 5.16. Слева — шина с камерой, справа — бескамерная с внутренним герметизирующим слоем и запрессованным в обод обрезиненным вентилем 43 *GS* по ДИН 7780. Изображенные здесь острые заплечики можно найти лишь на шинах для грузовых автомобилей

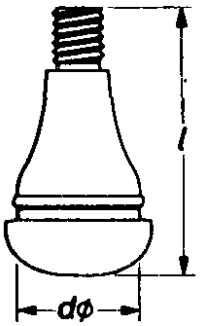


Рис. 5.17. Обрезиненный вентиль по стандарту ДИН 7780 для бескамерных шин, применяемый на стальных ободах с нормированными отверстиями под вентиль ∅ 11,5 мм (вентили 43 *GS* 11,5 и 49 *GS* 11,5) и ∅ 16 мм (43 *GS* 16). Цифры 43 и 49 указывают габаритную длину (размер *l*)

3. Борта должны плотно сидеть на полках обода и прилегать боковыми поверхностями к закраинам.

4. По вентильному отверстию не должно быть утечки воздуха.

5. Применяемый обод должен обязательно иметь один из показанных на рис. 5.44 безопасных контуров, законодательство требует это для бескамерных шин.

Бескамерные шины имеют больше преимуществ, чем недостатков (так что в настоящее время они изготовляются даже в категории *VR*). Такими преимуществами являются:

1) меньший нагрев;

2) отсутствие потери воздуха при проколе гвоздем (или аналогичным предметом), застрявшим в шине, за счет уплотнения инородного тела герметизирующим слоем;

3) более медленный выход воздуха, если проколовший предмет вылетел из шины или вокруг застрявшего инородного тела при дальнейшем движении образовалась негерметичность;

4) более простой монтаж.

Камера внутри шины находится под напряжением, и при проколе, например, гвоздем освобождаются разрывающие усилия, которые приводят к быстрому увеличению повреждения и мгновенному выходу воздуха из шины.

По причине более простого монтажа бескамерными шинами оснащаются в настоящее время почти все легковые, комбинированные и развозные автомобили ФРГ, независимо от их максимальной скорости движения. Бескамерная шина монтируется на безопасный обод (см. рис. 5.45), предотвращающий отжатие борта от закраины под действием боковых сил. На это нужно обращать внимание при смене шины, причем в крайнем случае в бескамерную шину можно вставить камеру. При такой комбинации, однако, возникает опасность получения воздушных пузырей между камерой и герметизирующим слоем шины.

Многие размеры шин уже не выпускаются с камерами; конкретные сведения об этом можно найти в прейскурантах, проспектах и справочниках.

Не надо забывать и о точном обозначении требуемого вентиля. Обычно диаметр вентильного отверстия в ободе составляет $11{,}3^{+0.4}$ мм (см. рис. 5.26); для ободов 15″ допустимо также отверстие ∅ $15{,}7^{+0.4}$ мм. В первом случае применяется вставной резиновый вентиль 43 *GS* 11,5 ДИН 7780 (рис. 5.17), для отверстия ∅ 15,7 мм применяется вентиль 43 *GS* 16. На скоростных автомобилях возникает опасность, что центробежная сила отклонит вентиль к полке обода, что приведет к выходу воздуха. Предотвра-

5.6. Камеры шин для легковых и легких грузовых автомобилей

Обозначение камеры	Диаметр обода, дюйм	Соответствующий профиль шины			
		СБ [а] ПП	СНП [а]	Серия «82»	Серия «70»
1010 1020	10	4.00 4.40 4.80 5.20		145 *R*	165/70 *R*
1210	12	4.00 4.40		125 *R*	145/70 *R*
1220	12	4.80 5.00 5.20 5.50	5.65/135 5.95/145	135 *R* 140 *R* 145 *R* 150 *R*	155/70 *R*
1230	12	5.60 6.00		155 *R*	165/70 *R* 175/70 *R*
1310	13			125 *R*	
1320	13	5.20 5.50	5.65/135 5.95/145	135 *R* 140 *R* 145 *R* 150 *R*	155/70 *R*
1330	13	5.60 5.90 6.00	6.15/155 6.45/165	155 *R* 160 *R* 165 *R*	165/70 *R* 175/70 *R*
1340	13	6.40 6.50 7.00	6.95/175 7.35/185	170 *R* 175 *R* 180 *R* 185 *R*	185/70 *R* 195/70 *R* *DR* 70 *R*
1350	13	6.70 7.10 7.25 7.50			
1360	13		7.75/195	195 *R* 205 *R*	*ER* 70 *R* *FR* 70 *R*
1370	13			215 *R* 225 *R*	*GR* 70 *R* *HR* 70 *R*
1410	13	4.00		125 *R*	

Обозначение камеры	Диаметр обода, дюйм	Соответствующий профиль шины			
		СБ [3] НП	СНП [4]	Серия «82»	Серия «70»
1420	14	5.00 5.20 5.50	5.65/135 5.95/145	135 *R* 140 *R* 140 *R* 150 *R*	
(1430) [2]		5.60 5.90 6.00	6.15/155 6.45/165	155 *R* 160 *R* 165 *R*	165/70 *R* 175/70 *R*
(1440) [2]		6.40 6.50 7.00	6.95/175 7.35/185	170 *R* 175 *R* 180 *R* 185 *R*	185/70 *R* 195/70 *R* 200/70 *RD R* 70 *R*
1450		6.70 7.10 7.25 7.50 7.60 8.00			
1460			7.75/195	195 *R* 205 *R*	205/70 *R ER* 70 *R*
1470		8.20 9.00		215 *R* 225 *R*	215/70 *R FR* 70 *R* 225/70 *R GR* 70 *R* 235/70 *R HR* 70 *R*
1510	15	4.00 4.25		125 *R*	
1520		5.00 5.20 5.50	5.65/135 5.95/145	135 *R* 140 *R* 145 *R* 150 *R*	155/70 *R*
1530		5.60 5.90 6.00	6.35/155 6.85/165	155 *R* 160 *R* 165 *R*	165/70 *R* 175/70 *R*
(1540) [1]		6.40 6.50 7.00	7.15/175 7.35/185	170 *R* 175 *R* 180 *R* 185 *R*	185/70 *R* 195/70 *R DR* 70 *R*
(1550) [1]		6.70 7.10 7.25 7.50 7.60			

Продолжение табл. 5.6

Обозначение камеры	Диаметр обода, дюйм	Соответствующий профиль шины			
		СБ [3] НП	СНП [4]	Серия «82»	Серия «70»
(1560) [1]	15		7.75/195	195 *R* 205 *R*	205/70 *R ER* 70 *R*
(1570) [1]		8.00 8.20 9.00		215 *R* 225 *R*	215/70 *R FR* 70 *R* 225/70 *R GR* 70 *R* 235/70 *R HR* 70 *R*

Примечание. Все камеры шин для легковых автомобилей, за исключением обозначенных сноской 1, оснащены обрезиненным вентилем 38/11,5.

[1]) Вентиль обрезиненный 38/16.

[2]) Или с металлическим вентилем 40.

[3]) СБ — «супербаллон», НП — низкопрофильные.

[4]) СНП — сверхнизкопрофильные.

Камеры шин общеупотребительных размеров для легковых и легких грузовых автомобилей имеют четырехзначное обозначение, где первые цифры указывают диаметр обода в дюймах. Не содержащиеся в таблице шины имеют индивидуальные размеры, требуемые для них камеры имеют обозначение шины. Приведенная таблица — выдержка из справочников по шинам фирмы «Данлоп».

тить это можно установкой приклепанного к ободу кронштейна, называемого опорой вентиля (рис. 5.18).

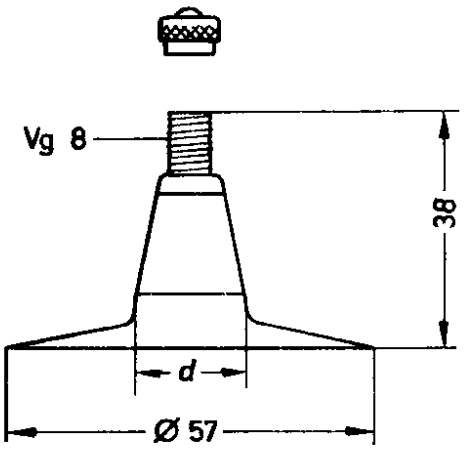
В отличие от бескамерных шин шины с камерой не имеют специального обозначения. Однако на шинах для легковых автомобилей иногда встречается надпись «*MIT SCHLAUCH*» или «*TUBE TYPE*» (с камерой).

Камеры подразделяются на группы и обозначаются номерами, причем первые цифры указывают диаметр обода в дюймах, а последующие — подходящие размеры шин (табл. 5.6). Камеры для сверхнизкопрофильных шин приведены в табл. 5.3.

Важно указать также конструкцию вентиля. На рис. 5.19 показан обычный обрезиненный вентиль без крепления в отверстии, имеющий обозначение 38 по ДИН 7774 и предиазначенный для отверстий ∅ 11,5 и 16 мм. На рис. 5.20 — прямой вентиль с резьбовым креплением 40 *G* по ДИН 7771 с резьбой 10 мм. Последний применяется на более скоростных легковых автомобилях, а также на дисковых колесах из легкого



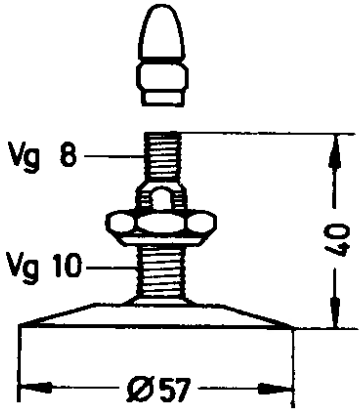
Рис. 5.18. При повышенной скорости вращения колеса обрезиненный вентиль отклоняется центробежными силами наружу и возникает опасность разгерметизации. Предотвратить это можно с помощью простого кронштейна, приклепанного к диску колеса (автомобиль «Опель-Манта» *GT/E*)



Обозначение клапана	d
38/11,5	11,7
38/16	16,5

Рис. 5.19. Обрезиненный вентиль 38/11,5 или 38/16 по ДИН 7774 привулканизовывается к камере и вставляется в отверстие Ø 11,5 или 16 мм

Рис. 5.20. Прямой вентиль 40 *G* с резьбовым креплением для камерной шины (по ДИН 7771) для отверстий Ø 11,5 и 16 мм



сплава (см. рис. 5.63). При перемонтаже шин на литые колеса из-за опасности утечки воздуха через поры законодательство требует иногда установки камер.

5.2.9. Отклонения в давлении воздуха и размерах и их влияние на показания спидометра

В табл. 5.3 кроме шин нормального исполнения (с черточкой в обозначении) приведены еще шины категорий *S* и *H* с допустимой скоростью 180 и 200 км/ч соответственно. Из-за повышенных требований в отношении скоростной прочности последние шины должны иметь при тех же нагрузках более высокое давление, чем шины «нормальной» категории аналогичных размеров. Увеличение давления составляет соответственно 0,03 и 0,05 МПа. Если же шины *S* установлены на автомобиль, скорость которого не превышает 150 км/ч, то повышать давление на 0,03 МПа не нужно; то же относится и к шинам *H*, если они эксплуатируются на скоростях не более 180 км/ч. В этом случае нужно использовать лишь увеличение давления на 0,03 МПа, предписанное для шин *S*. Единственное исключение может представлять «автострадная добавка»: при преимущественном движении по таким скоростным дорогам увеличение давления на 0,02 МПа относится только к шинам нормальной категории, но эту «добавку» нужно применять и в том случае, когда шины *S* установлены вместо «нормальных».

Несмотря на одинаковый статический радиус, шины *S* и *H* имеют примерно на 1 % бóльшую развертку, чем шины нормальной скоростной категории (табл. 5.7). Кроме того, надо учитывать на 5 % бóльшую габаритную ширину, что важно в отношении зазоров и при использовании цепей противоскольжения, если вместо «нормальных» шин устанавливаются шины *S* или *H*.

5.7. Сравнение диагональной и радиальной шин с одинаковым соотношением профиля $H/B \approx 0{,}82$

Размер шины	Габаритная ширина[1], мм	Наружный диаметр новой шины, мм	Развертка, мм, при скорости, км/ч			Отклонение развертки, %, при 180 км/ч	Допустимая масса, приходящаяся на шину		Допустимая масса 425 кг при давлении, 0,1 МПа
			60	150	180		кг	при давлении, 0,1 МПа	
6.45/165-13/4 *PR*	182	600	1790	1835	—[3]	—	425	2,1	2,1
6.45/165 *S* 13/4 *PR*	187	599	1810	1855	1873	0	425	2,4	2,4
165 *SR* 13[1]	179	596	1820	1820	1820	—2,9	475[1]	2,3	2,0
175 *SR* 13	185	608	1855	1855	1855	—1,0	530	2,3	1,8

Примечание. [1] Эти же значения справедливы для шины 165 *HR* 13.
[2] При ободе 5*J*×13.
[3] Допустимая скорость для этой шины 150 км/ч.
Различная развертка на скоростях 60, 150 и 180 км/ч оказывает влияние на показание спидометра.

В табл. 5.7 дополнительно приведена радиальная шина 165 *SR* 13 (с добавленной буквой *R* в обозначении) — более выгодная в настоящее время, которую можно установить вместо диагональной шины 6.45/165 *S* 13/4 *PR*. Радиальная шина имеет меньшую габаритную ширину (179 вместо 187 мм) и, из-за меньшего растяжения при скорости 180 км/ч развертку всего 1820 мм (вместо 1873 мм, см. рис. 5.88). Переоснащение легкового автомобиля с шин *S* на шины *SR* привело бы к завышению показаний спидометра на рассматриваемой скорости на 2,9%.Это завышение сложится еще с допустимым отклонением для самого спидометра. Согласно § 57 Правил допуска к эксплуатации (ПДЭ) погрешность показаний спидометра при скоростях более 50 км/ч должна быть в пределах 0—7 % от наибольшего предела измерений. Если последний не превышает 150 км/ч, то указанная погрешность распространяется на последние две трети диапазона измерения скорости. Аналогичные требования содержатся и в ДИН 75521 с тем лишь различием, что допустимое отклонение составляет здесь 4 %.

Если, к примеру автомобиль с диагональными шинами 6.45/165 *S* 13/4 *PR* имеет спидометр с пределом измерения 200 км/ч, то, согласно ПДЭ, при скорости 180 км/ч завышение показаний спидометра может составлять 14 км/ч, а при переоснащении на радиальные шины к этому могут добавиться еще 2,9% или 5,1 км/ч. В таком случае показание спидометра будет 199 км/ч, т. е. завышение составит 19 км/ч. Если двигатель автомобиля оборудован ограничителем скорости вращения, то при вышеописан-

ной замене шин максимальная скорость уменьшилась бы на те же самые 2,9 %, например со 180 до 175 км/ч. Оба рассмотренных случая могли бы привести к рекламации, и, чтобы предотвратить это, диагональные шины категории *S* должны заменяться по возможности только на радиальные шины следующего большего размера, т. е. 6.45/165 *S* 13/4 *PR* на 175 *SR* 13.

Если такая замена разрешается заводом-изготовителем автомобиля, то увеличенный срок службы этих шин компенсирует несколько бо́льшую их стоимость. Как видно из табл. 5.7, обе эти шины имеют практически одинаковые габаритную ширину и развертку, однако радиальная шина обладает преимуществами, обусловленными ее большей шириной: грузоподъемность ее больше и сопротивление боковому уводу выше (см. рис. 5.115). Другие сравнительные данные приведены в табл. 5.8. В отличие от диагональных шин категории *S*, такие шины «нормальной» категории должны заменяться на радиальные шины точно такого же размера, например: 6.45/165-13/4 *PR* на 165 *SR* 13.

В приведенном сравнении не учитывались допуск на развертку и уменьшение диаметра вследствие износа. Для первого Технической организацией европейских производителей шин и ободов установлено значение ± 2 %, второе тоже может составлять до 2 %. Оба значения вместе могли бы привести к завышению показаний спидометра еще на 4 %.

5.3. ШИНЫ РАДИАЛЬНОЙ КОНСТРУКЦИИ ДЛЯ ЛЕГКОВЫХ РАЗВОЗНЫХ И ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

5.3.1. Конструкция, преимущества и недостатки

На рис. 5.6 показан угол наклона нитей корда в слоях каркаса диагональной шины к экватору. Чем меньше этот угол, тем лучше передаются боковые силы и тем легче получить плоское сечение (см. рис. 5.9). Радиальные шины имеют в своем каркасе — от борта к борту — значительно больший угол наклона: 85—90°, и если бы только каркас являлся несущим элементом (рис. 5.21), то шина получилась бы круглого сечения ($H/B \approx 1$) и имела слишком большую податливость в контакте под действием боковых и продольных сил. Это предотвращает наложенный на каркас пояс (рис. 5.22), состоящий минимум из четырех слоев вискозного корда, двух или более слоев стального корда, сочетания того и другого или же других материалов, таких, как стекловолокно и т. д. В этих слоях угол наклона нитей к экватору составляет 6—10° (рис. 5.23).

В ФРГ еще нет законодательства, предписывающего обозначать на шине ее конструкцию; в США такое требование существует уже несколько лет и изложено в стандарте 571.109, короче называемом стандартом 109. По этой причине практически все выпускаемые в Европе шины имеют надпись на английском языке,

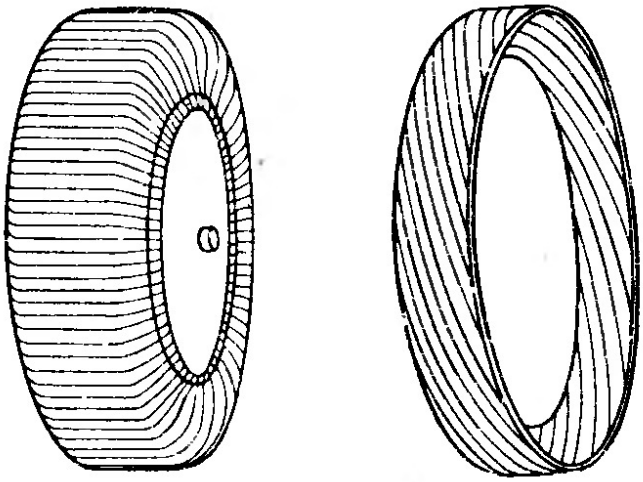


Рис. 5.21. Каркас радиальной шины, нити корда имеют угол наклона к экватору 85—90°

Рис. 5.22. Пояс, размещаемый поверх каркаса; здесь нити расположены под углом 6—20° к экватору



Рис. 5.23. Двухслойный сложенный пояс из стального корда, применяемый фирмой «Данлоп» на шинах *HR* и *VR* с рисунком «*SP* Спорт *D*6» и размещаемый поверх радиального каркаса из вискозного корда. Хорошо видна посадка бортов на ободе с двухсторонним подкатом

выполненную. как правило, выпуклым шрифтом, относительно числа слоев и материала корда. В качестзе примера приведем выпускаемую в ФРГ шину размером 175 *SR* 14:

TREAD: 4 *PLIES* (2 *PLIES RAYON* + 2 *PLIES STEEL*)
SIDEWALL: 2 *PLIES RAYON*.

Здесь имеется в виду радиальная шина с четырехслойным поясом, причем два этих слоя из вискозного корда и два —из стального. Каркас (а значит, и боковая стенка) состоит из двух слоев вискозного корда. На одной французской шине 145 *SR* 13 можно обнаружить такую надпись:

2 *STEEL TREAD PLIES*
—1 *RAYON BODY PLY*.

Эта шина имеет в поясе два слоя из стального корда и только один из вискозного — в качестве несущего элемента в каркасе (*body*). Примененные здесь утолщенные нити позволяют и этой шине выдерживать давление разрыва не менее 2 МПа.

Расположенный по периметру, почти нерастяжимый пояс охватывает каркас и трансформирует его первоначально круглый профиль в плоский, поэтому радиальные шины для легковых автомобилей обычно имеют соотношение профиля *H*/*B* не более 0,82. Единственное исключение составляет шина размером 6.40/7.00 *SR* 13, еще выпускаемая некоторыми фирмами. Эта шина предназначена для замены диагональных шин 6.40-13/4 *PR*, долгие годы применявшихся на автомобилях «Опель» и «Форд», а также шин 7.00 *S* 13/4 *PR*, устанавливавшихся до 1967 г. на автомобили «Даймлер-Бенц». По своим характеристикам шина

6.40/7.00 *SR* 13, имеющая $H/B = 0{,}94$, не достигает значений, присущих обычным радиальным шинам с $H/B \approx 0{,}82$.

Боковые силы, приложенные в контакте колеса с дорогой, стремятся сдвинуть пояс из среднего положения (см. рис. 5.130), и это привело бы к уменьшению диаметра шины, если бы не противодействие внутреннего давления. Чем выше может быть это давление, тем больше нагружающие пояс и направленные изнутри наружу силы и тем лучше направляющие функции шины под действием боковых сил. Поэтому из соображений безопасности движения при радиальных шинах следует обращать особое внимание на строгое соблюдение предписанного заводом давления воздуха.

В течение нескольких последних лет диагональные шины были почти полностью вытеснены радиальными, и в ФРГ сейчас практически нет легковых и комбинированных автомобилей, оснащенных диагональными шинами.

Основными преимуществами радиальных шин являются меньший износ и меньшее сопротивление качению; и то и другое достигнуто за счет стабилизирующего действия пояса, особенно если последний изготовлен из стального корда. На диагональных шинах в процессе контакта с дорогой изменяется направление скрещенных слоев, следствием чего являются повышенное теплообразование в каркасе и смещения в плоскости контакта, приводящие к износу и потерям на качение. Наличие пояса почти полностью исключает эти смещения, что дополнительно обеспечивает лучшее сцепление. К этим преимуществам надо еще добавить:

лучшую передачу продольных и боковых сил;

безупречное качение по прямой;

более быстрая реакция на поворот руля;

меньше чувствительность к переезду через рельсы;

лучшие характеристики упругости.

Последнее имеет место при скоростях свыше 80 км/ч и объясняется тем, что радиальная шина почти не изменяет своего профиля на большой скорости.

Другим преимуществом радиальной шины (особенно с учетом требований снижения массы и уменьшения размеров) является ее бóльшая грузоподъемность по сравнению с диагональной такого же размера. Из табл. 5.8 (выдержка из табл. 5.3 и 5.9) видно, что, например, шины различных размеров 155 *SR* 13 и 6.45/165 *S* 13/4 *PR* при давлении соответственно 0,22 и 0,24 МПа имеют одинаковую допустимую массу 425 кг. Радиальная шина требует в этом случае на 11 % меньше расходов, а также имеет меньшие размеры, так что требует меньше места как в колесных нишах, так и в гнезде для запасного колеса. Французские автостроители оценили эти преимущества уже более 20 лет назад.

Аналогичная картина наблюдается и для комбинированных и развозных автомобилей, которые из-за большей нагрузки при оснащении их шинами диагональными требуют минимальной

5.8. Экономичная и допустимая масса, приходящаяся на шину, относительная стоимость (на 1977 г.) и допустимая максимальная скорость сравнимых шин различной конструкции с $H/B \approx 0{,}82$

Размер шины	Относительная стоимость [1], %	Допустимая максимальная скорость, км/ч	Масса, приходящаяся на шину, кг, при давлении воздуха, 0,1 МПа						
			экономичная			допустимая [2, 3]			
			1,7	1,9	2,0	2,1	2,4	2,5	2,8
155 SR 13	89	180		380			425		
165 *SR* 13	100	180			425		475		
6.45/165-13/4 *PR*	98	150	375			425			
6.45/165-13/6 *PR*	119	150	—			425		470	
6.45/165 *S* 13/4 *PR*	100	180		375		385	425		
6.45/165 *S* 13/6 *PR*	122	180		—		385	425		470

Примечание. [1] Приблизительные значения в сравнении с шиной 165 *SR* 13 со стальным кордом.

[2] Максимальные значения подчеркнуты.

[3] С 1981 г. обе указанные здесь радиальные шины требуют для указанной грузоподъемности меньшего давления: 0,22 и 0,23 МПа соответственно.

Указанные диагональные шины в ФРГ практически уже не выпускаются. Шины *6 PR* были предназначены для комбинированных и развозных автомобилей, поэтому экономичная грузоподъемность для них не приводилась.

нормы слойности 6 *PR* (см. п. 5.2.3). За редкими исключениями эти усиленные шины имеют, однако, такую же грузоподъемность, как радиальные одинакового размера. Радиальные шины имеют при этом еще резерв по скорости и преимущество по затратам, которое для сравнимых и взаимозаменяемых шин (по табл. 5.8). 165 *SR* 13 и 6.45/165-13/6 *PR* составляет примерно 16 % (100/119 = 84 %; см. также табл. 5.7). В качестве недостатка радиальной шины могло бы проявиться ее более жесткое качение, если бы на автомобилях не была предусмотрена продольная податливость либо в рычагах, либо в креплении поперечины, как это имело место на старых автомобилях. Жесткий пояс, особенно при применении стального корда, при движении по крупному булыжнику или аналогичным дорожным неровностям не обладает почти никакой податливостью. Возникающие в связи с этим колебания, как показано на рис. 5.89 и 5.90, передаются через подвеску на кузов и могут вызвать там появление неприятных шумов. В настоящее время практически все легковые автомобили в каком-нибудь месте передней и задней подвесок опоры с определенной податливостью под действием продольных сил для изолирования колебаний, связанных с жестким качением шин.

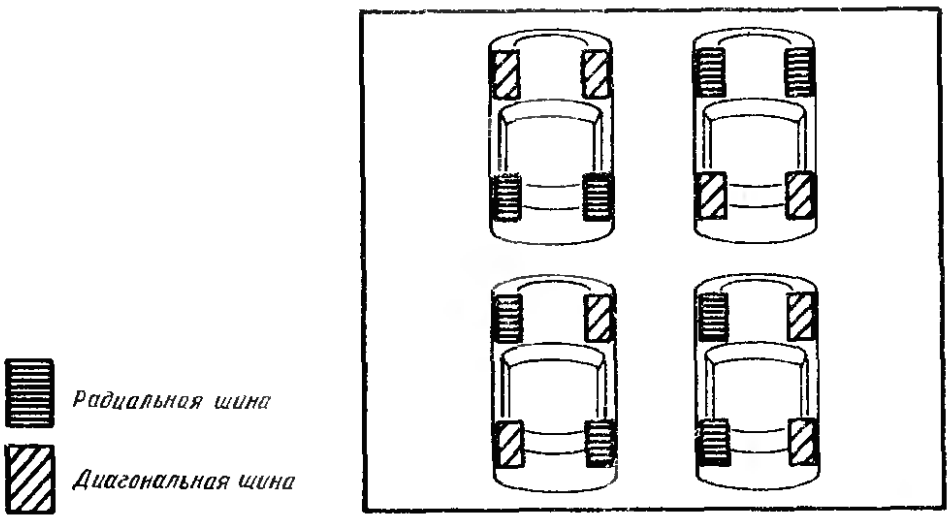


Рис. 5.24. Смешанная установка шин на одном автомобиле запрещается в любом варианте

Среди других недостатков, особенно присущих радиальным шинам со стальным кордом, можно назвать следующие:

большая масса, особенно в сравнении с диагональными шинами 4 *PR*, которые зачастую имеют лишь два слоя в каркасе (из вискозы или нейлона);

больший момент инерции относительно оси вращения (проявляется при разгоне и торможении).

В случае замены несколько бо́льшая стоимость стальных радиальных шин с лихвой окупается примерно вдвое большим сроком службы в сравнении с диагональными шинами.

Диагональные шины и получившие в настоящее время исключительное распространение радиальные шины со стальным кордом имеют настолько различные свойства, что смешанная установка шин согласно § 36 ПДЭ с 1.1.81 г. в ФРГ запрещена. Точный текст этого предписания таков:

«Легковые автомобили и автомобили с допустимой полной массой не более 2,8 т и максимальной скоростью, определяемой конструкцией, более 40 км/ч, а также их прицепы могут быть оснащены либо только диагональными шинами, либо только радиальными шинами; в составе автопоезда это относится лишь к каждой отдельной транспортной единице».

Иллюстрация фирмы «Пирелли» поясняет это предписание (рис. 5.24).

5.3.2. Шины для легковых, комбинированных и развозных автомобилей, серий «82» и «70»

Обозначения по стандарту ДИН 7803 и Правилу 30 ЕЭК ООН. В обозначении радиальных шин большая буква *R* указывает на конструкцию; буква, обозначающая скоростную категорию, ставится, как описано в разделе 2.2.4, либо после, либо (для шин *VR* это, как и прежде, обязательно) рядом с буквой «*R*» (см. табл. 5.9

59. Размеры радиальных шин серии «82», допустимая ширина ободов и грузоподъемность из Директивы 203 экономического союза резиновой промышленности ФРГ (цифры в скобках соответствуют примечаниям к табл. 5.10)

Размер шины (1)	Допустимая ширина обода, дюйм (2)	Измерительный обод, дюйм	Новая шина		В эксплуатации		Статический радиус ±2 %, мм	Развертка ±2 %, мм	Камера	Индекс грузоподъемности	Нагрузка, приходящаяся на шину, кг, при давлении воздуха, 0,1 МПа, (5) (6)													
			ширина профиля, мм (7)	наружный диаметр, мм	габаритная ширина, мм, (3) (7)	наружный диаметр макс., мм					1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0	2,1	2,2	2,3	2,9	3,0
135 *R* 12	3.50—4.50	4.00	137	522	142	531	238	1590	1220	65	180	190	200	215	225	235	245	260	270	280	290	—		
135 *R* 13	3 1/2—4 1/2	4	137	548	142	557	251	1670	1320	68	195	205	220	230	245	255	270	280	290	305	315	—		
135 *R* 15	3 1/2—4 1/2	4	137	600	142	609	277	1830	1520	72	220	235	245	260	275	290	300	315	330	340	355	—		
145 *R* 10	3.50—5.00	4.00	147	492	153	501	221	1500	1020	68	195	205	220	230	245	255	270	280	290	305	315	—		
145 *R* 12	3.50—5.00	4.00	147	542	153	551	246	1655	1220	72	220	235	245	260	275	290	300	315	330	340	355	—		
145 *R* 13	3 1/2—5	4	147	566	153	575	258	1725	1320	74	230	245	260	275	290	305	320	335	345	360	375	—		
145 *R* 14	3 1/2—5	4	147	590	153	599	270	1800	1420	76	245	265	280	295	310	325	340	355	370	385	400	—		
145 *R* 15	3 1/2—5	4	147	616	153	625	283	1880	1520	78	260	280	295	315	330	345	360	380	395	410	425	—		
155 *R* 12	4.00—5.00	4.50	157	550	163	560	249	1680	1230	76	245	265	280	295	310	325	340	355	370	385	400	—		
155 *R* 13	4—5	4 1/2	157	578	163	588	263	1765	1330	78	260	280	295	315	330	345	360	380	395	410	425	—		
155 *R* 14	4—5	4 1/2	157	604	163	614	276	1840	1430	80	275	295	315	330	350	365	385	400	415	435	450	—		
155 *R* 15	4—5	4 1/2	157	630	163	640	289	1920	1530	82	290	310	330	350	370	385	405	420	440	460	475	—		
165 *R* 13	4—5 1/2	4 1/2	167	596	174	607	270	1820	1330	82	280	300	320	335	355	375	390	410	425	440	460	475		
165 *R* 14	4—5 1/2	4 1/2	167	622	174	633	283	1895	1430	84	295	315	335	355	375	395	410	430	445	465	485	500		
Усиленная										88												500	560	
165 *R* 15	4—5 1/2	4 1/2	167	646	174	657	295	1970	1530	86	315	335	355	375	395	415	435	455	475	495	510	530		
Усиленная										90												530	600	
175 *R* 13	4 1/2—6	5	178	608	185	619	275	1855	1340	86	315	335	355	375	395	415	435	455	475	495	510	530		
Усиленная										89												530	580	
175 *R* 14	4 1/2—6	5	178	634	185	645	288	1935	1440	88	335	355	375	400	420	440	460	480	500	520	540	560		
Усиленная										91												560	615	
185 *R* 14	4 1/2—6	5 1/2	188	650	196	662	294	1985	1440	90	355	380	405	425	450	470	495	515	535	560	580	600		
Усиленная										94												600		
185 *R* 15	4 1/2—6	5 1/2	188	674	196	686	306	2055	1540	91	365	390	415	435	460	485	505	530	550	570	595	615 [1]		
195 *R* 14	5—6 1/2	5 1/2	198	666	206	678	300	2030	1460	93	385	410	435	460	485	510	535	560	580	605	625	650		
205 *R* 14	5—7	6	208	686	216	699	308	2090	1460	96	420	450	475	505	530	555	585	610	635	660	685	710		
205 *R* 15	5—7	6	208	710	216	723	320	2165	1560	97												730		
Усиленная										103												730	875	
205 *R* 16	5—7	6	208	736	216	749	333	2245	1660	99												775		
Усиленная										104												775	900	

[1] По договоренности с изготовителем шин может быть 650 кг при 0,27 МПа (тогда индекс грузоподъемности будет 93 вместо 91).

Примечание. Усиленные шины имеют при повышенном давлении большую грузоподъемность и применяются на легких грузовиках.

Чистая

5.10. Размеры, допустимые по ширине профиля обода, и грузоподъемность общеупотребительных радиальных шин серии «70». Выдержка из Директивы 203 Экономического союза резиновой промышленности, выпуска 03.81 г.

Размер шины (1)	Допустимая ширина обода, дюйм, (2)	Измерительный обод, дюйм	Новая шина		В эксплуатации		Статический радиус ±2 %, мм	Развертка ±2 %, мм	Камера	Индекс грузоподъемности	Нагрузка, приходящаяся на шину, кг, при давлении воздуха, 0,1 МПа, (5) (6)												
			ширина профиля, мм, (7)	наружный диаметр, мм	габаритная ширина макс. мм, (3) (7)	наружный диаметр, макс. мм, (4)					1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0	2,1	2,2	2,3	2,4
145/70 *R* 12	4—5	4.00	144	512	150	520	234	1560	1210	65	170	185	195	205	215	230	240	250	260	270	280	290	—
155/70 *R* 13	4 1/2—5 1/2	4 1/2	156	550	162	559	252	1680	1320	72	210	225	240	250	265	280	290	305	315	330	345	355	—
165/70 *R* 13	4 1/2—6	4 1/2	165	568	172	578	259	1730	1330	76	240	255	270	285	300	315	330	345	360	370	385	400	—
175/70 *R* 13	5—6	5	176	580	183	590	264	1770	1330	80	260	275	290	310	325	340	355	375	390	405	420	435	450
175/70 *R* 14	5—6	5	176	606	183	616	277	1850	1430	82	275	290	310	325	345	360	375	395	410	425	445	460	475
175/70 *R* 15	5—6	5	176	632	183	642	290	1930	1530	84	285	305	325	345	360	380	395	415	430	450	465	485	500
185/70 *R* 13	5—6 1/2	5	186	598	193	609	271	1825	1340	84	285	305	325	345	360	380	395	415	430	450	465	485	500
185/70 *R* 14	5—6 1/2	5	186	624	193	635	284	1905	1440	86	305	325	345	365	385	400	420	440	460	475	495	510	530
185/70 *R* 15	5—6 1/2	5	186	648	193	659	296	1975	1540	88	320	345	365	385	405	425	445	465	485	505	520	540	560
195/70 *R* 13	5 1/2—7	5 1/2	197	608	205	619	275	1855	1340	88	320	345	365	385	405	425	445	465	485	505	520	540	560
195/70 *R* 14	5 1/2—7	5 1/2	197	636	205	647	289	1940	1440	89	335	355	375	400	420	440	460	480	500	520	540	560	580
205/70 *R* 14	5 1/2—7 1/2	5 1/2	206	652	214	664	295	1990	1460	93	375	400	420	445	470	495	515	540	560	585	605	630	650
215/70 *R* 14	6—7 1/2	6	217	665	226	677	300	2030	1470	95	395	425	450	475	500	525	550	570	595	620	645	665	690
215/70 *R* 15	6—7 1/2	6	213	682	222	694	309	2080	1570	95	395	425	450	475	500	525	550	570	595	620	645	665	690
225/70 *R* 14	6—8	6	225	677	234	690	305	2065	1470	98	430	460	485	515	540	570	595	620	650	675	700	725	750
225/70 *R* 15	6—8	6	220	696	229	709	315	2125	1570	98	430	460	485	515	540	570	595	620	650	675	700	725	750

[1] По договоренности с изготовителем шин возможна нагрузка 600 кг при 0,25 МПа (тогда индекс 90 вместо 89).

Примечание. Указания по пользованию табл. 5.9, 5.10, 5.13, 5.14.

1. Скоростная категория указывается после обозначения или рядом с буквой *R* (радиальная) — см. п. 5.2.4.

2. Наиболее распространенные обода имеют форму закраины *J*, однако могут применяться также обода *JK*. На ободах «10» и «12» допускается форма закраины «*B*» и «*C*».

3. Шины с обозначением *VR* могут иметь габаритную ширину на 1 % больше указанной в таблице.

4. Шины *M8S* могут иметь увеличенный до 1,5 % диаметр по сравнению с шинами, имеющими стандартный дорожный рисунок протектора.

5. Экономичный выбор шин исполнений *SR* и *HR* производится по массе, составляющей только 90 % максимальной грузоподъемности. Шины *VR* при скоростях 210 км/ч — 220 км/ч разрешается использовать только до 90 % максимальной грузоподъемности. При скоростях свыше 220 км/ч грузоподъемность и давление — по договоренности с изготовителем шин.

6. Указанные давления — это минимальные значения для скоростей до 160 км/ч и при развале до 2°. Подробности см. в п. 5.3.2.

7. Ширина шин *SR* и *HR* действительна при измерительных ободах и измерительном давлении воздуха 0,18 МПа. Ширина новой шины на одном из допустимых ободов может быть определена прибавкой или вычитанием 5 мм на каждые 1/2 дюйма изменения ширины профиля обода. Габаритная ширина в эксплуатации в этом случае также изменяется на 5—6 мм. Для усиленных шин и шин *VR* измерительное давление 0,23 МПа.

Чистая



Рис. 5.25. Отпечаток шины *M & S* фирмы «Пирелли» 185/70 *HR* 15 88*T* «Зима 190», допускающей скорость до 190 км/ч, с малой насыщенностью контакта, обеспечивающей хорошее сцепление при наличии снега, грязи и воды

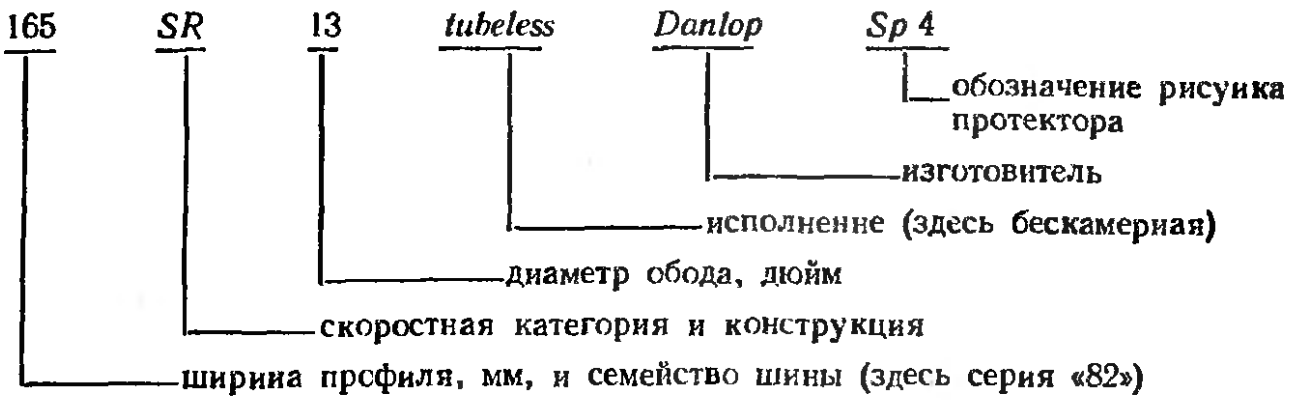
и 5.10). Для шин со стандартным дорожным рисунком протектора допустимы следующие максимальные скорости движения, км/ч:

SR или *R* ... *S*	До 180
HR или *R* ... *H*	» 210
VR	Свыше 210

Максимальные допустимые скорости для радиальных шин не зависят от диаметра обода и в общем выше скоростей для диагональных шин (см. табл. 5.2). По стоимости шины *HR* примерно на 20—40 %, а шины *VR* на величину до 85 % дороже обычных шин *SR*. Чтобы сохранить предусмотренные автозаводом такие важные качества автомобиля, как устойчивость и управляемость (а в США они должны быть гарантированы), необходимо при замене шин на скоростных легковых автомобилях, оснащенных шинами *VR* и *HR*, применять по возможности только шины, разрешенные автозаводом.

Шины *M & S* исполнения *SR* имеют в обозначении букву *Q* и допускают скорость движения до 160 км/ч; если автомобиль, оснащенный такими шинами (см. рис. 5.13), может развивать бóльшую скорость, то об ограничении скорости должна напоминать соответствующая наклейка «Max. 160 км/ч». Более новые разработки допускают скорости до 190 км/ч, такие шины *M & S* имеют в обозначении скоростной категории букву *T* (рис. 5.25).

Радиальные шины с шипами *M & S—E* без всякого ущерба для себя допускают скорость движения до 150 км/ч, однако в ФРГ эта скорость была ограничена до 100 км/ч; в других странах могут быть иные правила. Скоростная категория является лишь частью прежнего обозначения радиальной шины, полное же обозначение содержит все важные для применения на автомобиле данные, например:



Обозначение по Правилу 30 ЕЭК ООН (см. п. 5.2.4) выглядело бы следующим образом:

165 *R* 13 82 *S tubeless Dunlop Sp* 4. Вместо одиночной буквы «*R*» может также остаться «*SR*», а вместо «*tubeless*» может быть сокращение «*TL*». Если речь идет о камерных шинах, почти не применяемых в настоящее время, то указание об этом должно заключаться в обозначении «*tube type*» или сокращении «*TT*»; в этом случае дополнительно должны быть указаны модель камеры и вентиля (см. п. 5.2.8).

Семейство шин. Число, стоящее в начале обозначения и оканчивающееся цифрой 5, указывает как ширину профиля, так и семейство шин. Эти размеры идут через 10 мм, начинаясь со 125 мм (125 *R* 15, автомобиль «Ситроен 2 *CV*») и оканчиваясь нормируемым, но не используемым размером 235 *R* 15.

Без дополнительного числа данные по ширине указывают на $H/B \approx 0{,}82$, т. е. на шину серии «82» (см. табл. 5.9). Если же шина имеет определенное соотношение профиля (см. рис. 5.9), то оно должно быть указано в процентах, например:

185/70 *SR* 13 или 185/70 *R* 13 84*S*.

Здесь имеется в виду шина серии «70» с $H/B \approx 0{,}7$, которая, как видно из табл. 5.10, — имея ширину 185 мм, хотя и на 20 мм шире, чем 165 *SR* 13, но имеет одинаковую с ней развертку и технически взаимозаменяема с ней, если имеется соответствующее разрешение изготовителя автомобиля.

Шины серии «70» в отношении безопасности движения имеют ряд преимуществ по сравнению с шинами с $H/B \approx 0{,}82$ аналогичного размера: бóльший ресурс; бóльшая грузоподъемность; лучшая передача тяговых, тормозных и боковых сил.

Имеются также и некоторые недостатки: бóльшая на 10—20% стоимость (которая компенсируется, однако, меньшим износом); большее занимаемое пространство; увеличение массы около 1 кг на каждую шину. В некоторых случаях при установке этих шин уже не остается места для монтажа цепей противоскольжения. В настоящее время практически все более тяжелые легковые автомобили оснащаются шинами серии «70», а кроме того, — многие автомобили среднего класса и даже малые, недорогие модели (Фиат Панда, 145/70 *SR* 13).

Изготовитель и рисунок протектора. Многие изготовители шин предлагают радиальные шины со стальным кордом одинакового размера, но с различными стандартными дорожными рисунками протектора (рис. 5.26),к которым могут добавиться еще различные исполнения шин *M & S* (см. рис. 5.11 и 5.25). Для предотвращения путаницы в обозначении шины должен указываться вариант рисунка протектора.

Грузоподъемность и давление воздуха. Экономический союз резиновой промышленности, а также все новые стандарты ДИН устанавлнвают размеры и допустимую ширину ободов для всех размеров семейства шин, давление воздуха в бар и допустимую при этом грузоподъемность в кг; к этому должен быть добавлен еще индекс, соответствующий допустимой максимальной нагрузке



Рис. 5.26. *Два стандартных дорожных рисунка протектора фирмы «Данлоп» для радиальных шин со стальным кордом: слева «SP 4» для шин SR серий «82» и «70», справа «SP Спорт D6» для шин HR, а также VR*

(см. п. 5.2.4). Эти данные, однако, имеют силу только в том случае, если не превышается скорость 160 км/ч и развал колес находится в пределах между $+2°$ и $-2°$.

Кроме того, приводится измерительное давление воздуха, т. е. давление, указанное в ДИН 70020, Лист 5, и Директиве 127 Экономического союза резиновой промышленности, при котором следует определять размеры шины.

Последнее для всех шин, предназначенных для легковых автомобилей, *SR* и *HR* серий от «82» до «50», одинаково и составляет 0,18 МПа. Однако, когда речь идет о шинах *VR* и приведенных в табл. 5.9 усиленных конструкциях, требуется измерительное давление 0,23 МПа. Последние примеияются на легких грузовиках и имеют обозначение «*reinforced*» (см. п. 5.3.6)

Данные, содержащиеся в табл. 5.9 и 5.10, взяты из Директивы 203 Экономического союза резиновой промышленности от 03. 1981 г. При назначении размеров шин и давления воздуха для какого-либо автомобиля необходимо обращать внимаиие на следующее.

1. Основой экономического выбора шины является использование ее максимальной грузоподъемности на 90 % (или меиее).

2. Шины *VR* при скоростях свыше 210 км/ч до 220 км/ч вообще разрешается нагружать лишь до 90 % максимальной грузоподъемности.

3. Грузоподъемность двух шин при сдвоенной установке составляет только 1,91 грузоподъемиости одиой шины.

4. При скоростях свыше 160 км/ч из соображеиий безопасности следует повышать давлеиие в шинах; как правило, повышение

давления составляет 0,01 МПа на каждые 10 км/ч увеличения скорости в диапазоне 160—210 км/ч.

5. Если легковой автомобиль или легкий грузовик при допустимой нагрузке на ось имеет развал колеса более 2° (положительный или отрицательный), то грузоподъемность шины снижается:

При развале свыше 2° до 3° — до 95 %,
При развале свыше 3° до 4° — до 90 %.

Если же шина, как описано в начале, используется по нагрузке только в экономичном диапазоне, то компенсация может быть осуществлена за счет повышения давления воздуха. Оно составляет:

Δp = 0,02 МПа при развале свыше 2° до 3°,
Δp = 0,04 МПа при развале свыше 3° до 4°.

6. Окончательно назначаемые для конкретного автомобиля давления в шинах должны в особенности учитывать устойчивость автомобиля (в том числе и при торможении), его управляемость и плавность хода.

7. Шины *M & S* в любом случае должны иметь давление на 0,02 МПа больше, чем аналогичные шины со стандартным дорожным рисунком протектора.

8. При отсутствии специальных указаний завода—изготовителя автомобиля перед началом относительно длительного движения по автостраде давление в шинах также следует увеличить на 0,02 МПа.

9. Бескамерные шины разрешается эксплуатировать только на ободах, имеющих безопасный контур хотя бы с наружной стороны (см. п. 5.2.8 и рис. 5.44).

10. Чем шире обод, тем лучше передает шина боковые силы (с меньшим уводом) и тем меньше сопротивление качению.

5.3.3. Широкие шины серий «65», «60», «55» и «50»

Развитие. Широкие шины предназначены для спортивных легковых автомобилей. В 1971 г. впервые появились в продаже шины серии «60», в 1974 г. — серии «50», затем — серии «55» и — преимущественно для тяжелых скоростных автомобилей (правда, почти не применяемые) шины серий «45», «40» и «35». В 1977 г. фирма «Пирелли» предложила в качестве компромисса для нормальных ободов серию 65. Фирма «Порше» еще в 1973 г. предусматривала для задних колес моделей того времени 911 *S* и «Каррера» высокоскоростные шины 215/60 *VR* 15, а для менее нагруженных передних колес — шины другого размера 185/70 *VR* 15. Обе эти шины имеют примерно одинаковую развертку с ранее применявшейся шиной 165 *VR* 15 (серии «82»), однако, как видно из табл. 5.11, позволяют на сухой дороге получить коэффициент бокового сцепления на 7 % выше. Еще лучше проявила себя уста-

5.11. Применяемые фирмой «Порше» радиальные шины с различным соотношением профиля H/B, но примерно одинаковой разверткой U

Размер шин	Приблизительная относит. стоимость, %	Применяемые обода	Новая шина		В эксплуатации		Статический радиус $r_{ст}$, мм	Развертка U, мм	Масса, приходящаяся на шину		Максимальный коэффициент боков. сцепления μ_s
			ширина профиля, мм	наружный диаметр, мм	габаритная ширина, мм	наружный диаметр, мм			кг	при давлении, 0,1 МПа	
165 *HR* 15	75	5 1/2 *J*×15	177	646	184						0,83
165 *VR* 15	100	5 1/2 *J*×15	177	646	185	657	295	1970	495	2,1	—
185/70 *VR* 15	120	6 *J*×15	196	648	205	659	296	1975	505	2,1	0,89
215/60 *VR* 15	165	7 *J*×15	226	639	237	649	290	1950	550	2,1	
205/55 *VR* 16	200	7 *J*×16	218	632	228	641	290	1930	480	2,1	0,92
225/50 *VR* 16	225	8 *J*×16	243	632	254	641	290	1930	535	2,1	

Примечание. Размеры ширины справедливы при указанных ободах. Для относительной стоимости за основу (100 %) взята шина 165 *VR* 15. В таблицу включены достижимые коэффициенты бокового сцепления; при этих испытаниях на передних колесах были установлены шины, приведенные во второй и третьей строках таблицы вверху, а на задних — приведенные внизу. Размеры в мм.

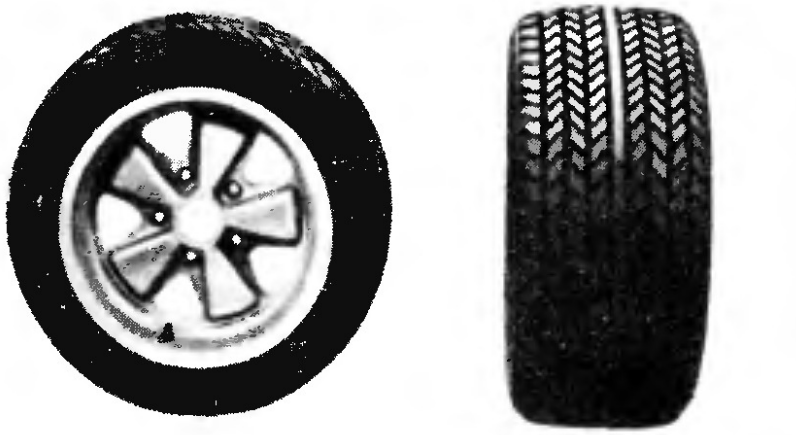


Рис. 5.27. Шина «Пирелли» 225/50 *VR* 16 «Чинтурато Р7» с сильно скругленными заплечиками и широкими канавками, благоприятствующими отводу воды, применяемая на автомобилях «Порше» моделей 928, 911 *SC* и «Турбо»

новка на модели «Турбо» комбинации из серий «50» и «55» на ободах 16 дюймов, а именно: спереди 205/55 *VR* 16 и сзади 225/50 *VR* 16. Относительно автомобиля в целом μ_s повышается примерно на 11 % по сравнению с шинами 165 *VR* 15 ($\mu_s = 0{,}92$), т. е. эти шины в состоянии передать значительно бóльшие боковые силы (см. п. 5.8.3).

При этих испытаниях устанавливались шины «Чинтурато *Р7*» фирмы «Пирелли» — радиальные со стальным кордом, с относительно скругленной беговой поверхностью и большим количеством широких канавок (рис. 5.27). Последние уменьшают склонность к аквапланированию, особенно присущую широким шинам. Дополнительно предусмотренные сильно скругленные заплечики увеличивают площадь контакта шины при торможении и разгоне, обеспечивая лучшее сцепление (рис. 5.28).

Преимущества и недостатки. Широкие шины выпускаются, как правило, бескамерными, имеют преимущества на сухой и влажной дороге и поэтому находят все большее применение на крупносерийных автомобилях. Преимущества их следующие:

более благоприятный внешний вид автомобиля спереди и сзади (вид сбоку в большей степени определяется формой дисковых колес, чем плоскими шинами);

значительно лучшая передача тяговых и тормозных сил;



Рис. 5.28. Благодаря скругленным заплечикам на шине «Пирелли Чинтурато *Р7*» 225/50 *VR* 16 при увеличении нагрузки на колесо происходит увеличение площади контакта, что улучшает передачу тяговых сил на задних колесах или тормозных — на передних. Уменьшенная поверхность контакта при свободном качении колеса должна привести — по сравнению с другими шинами серии «50» — к меньшему сопротивлению качению и меньшей склонности к аквапланированию:

1 — поверхность контакта при прямолинейном движении; *2* — дополнительная площадь при торможении за счет динамического перераспределения колесных нагрузок

5.12. Зависимость наибольшего размера тормозного диска или барабана от диаметра обода колеса

Диаметр, мм	Диаметр обода, дюйм				
	12	13	14	15	16
Тормозного диска наружный	221	256	278	308	330
Тормозного барабана внутренний	200	230	250	280	300

Примечание. Чем более плоская применяется шина, т. е. чем больше диаметр обода в сравнении с наружным диаметром, тем больший тормозной диск можно разместить, в результате чего увеличатся возможности тормозной системы и уменьшится склонность к потере эффективности вследствие перегрева.

более благоприятные направляющие функции в боковом направлении;

более быстрая реакция на поворот руля;

меньшее сопротивление качению на ровных дорожных покрытиях (см. рис. 5.87);

возможность применения тормозных дисков большего размера (табл. 5.12).

Однако экономичное применение дисков большего размера возможно только в том случае, если широкие шины устанавливаются серийно (рис. 5.29), ибо переоборудование тормозов связано со значительными затратами.

За исключением приведенных в табл. 5.14 шин серии «65», представляющих удачное с экономической и технической точки зрения компромиссное решение (рис. 5.30) между шинами серии «70» и широкими шинами, широкие шины, в особенности серий «55» и ниже, имеют ряд недостатков, которые нельзя недооценивать:

бо́льшая стоимость, обусловленная как самими шинами, так и более дорогими дисковыми колесами (см. табл. 5.11);

большее требуемое пространство, что может привести к необходимости изменений в вырезе крыльев и в подвеске, а также к уменьшению предельных углов поворота колес, что связано с увеличением диаметра разворота;

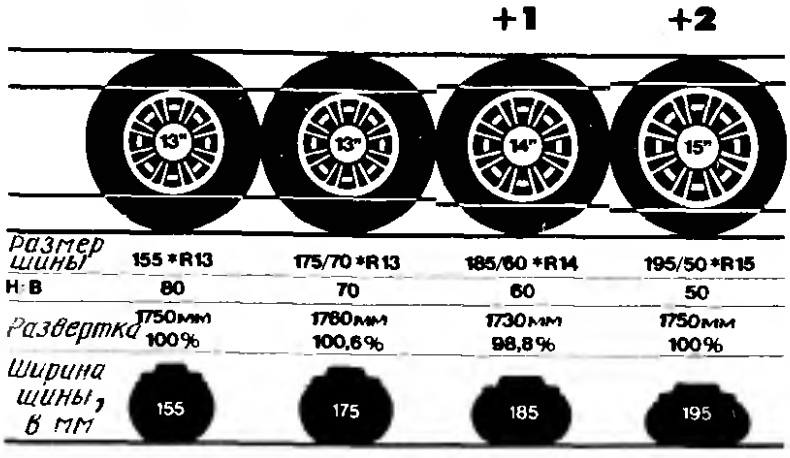


Рис. 5.29. Решение фирмы «Пирелли». Широкие шины серий «70»—«50», взаимозаменяемые с шиной 155 *SR* 13 (автомобили «Фольксваген-гольф», «Опель-кадет», «Форд эскорт» и др.); к этому нужно было бы добавить, пожалуй, самое удачное по технико-экономическим показателям решение — «Пирелли *P*8» 175/65 *R* 14 81 *S*. Как показано в табл. 5, 14- и 15-дюймовые обода позволяют размещение тормозов большего размера



Рис. 5.30. Рисунок шины «Пирелли *P6*» серии 65, допускающей скорость до 180 км/ч и отличающейся особо малым сопротивлением качению

необходимость большего пространства для размещения запасного колеса. Если автомобиль оснащен мини-запасным колесом (Техническая организация европейских производителей шин и ободов обозначает такие запасные колеса «*Spatire*»), то в случае повреждения шины может оказаться затруднительным размещение снятого ходового колеса (в большинстве случаев еще и грязного);

ухудшение плавности хода, что неблагоприятно воздействует на пассажиров и вызывает более сильные колебания силового агрегата в вертикальном направлении; кроме того, увеличивается вероятность подскакивания ведущих задних колес зависимой подвески на легковых автомобилях классической компоновки;

требуемая зачастую более сильная регулировка амортизаторов, которая дополнительно ухудшает плавность хода (но уменьшает перемещения, свойственные зависимой подвеске);

повышенное (на 2—4 %) сопротивление воздуха, объясняемое увеличенной поверхностью лобовой проекции и бо́льшим коэффициентом c_w аэродинамического сопротивления;

менее благоприятные зимние качества вследствие более широкого протектора и уменьшенной (иногда до 2 мм) глубины рисунка протектора;

увеличенная склонность к аквапланированию уже при средней степени износа;

меньший ресурс, причина чего заключается, во-первых, в том, что износ может быть более интенсивным (по сравнению с шинами серии «70»), и, во-вторых, в том, что глубина рисунка может быть меньше, а изнашивать его до глубины менее 2 мм недопустимо ни при каких обстоятельствах;

увеличение усилия на рулевом колесе для поворота автомобиля (если не применен усилитель);

увеличение на 10—15 % массы колеса с шиной; эта величина, будучи умножением на четыре, увеличивает снаряженную и полную массу автомобиля, а также неподрессоренную массу;

при монтаже шин *M & S* может потребоваться обод меньшего диаметра или меньшей ширины профиля;

для переоборудования автомобиля на широкие шины зачастую требуется разрешение Союза работников технического надзора.

И без того не лучшие зимние качества на сравнительно многих легковых автомобилях, которые по заказу оснащаются шинами серии 60 (и меньше) уже на заводе, дополнительно ухудшаются.

5.13. Размеры, допустимые по ширине обода, грузоподъемность и давление воздуха для радиальных шин серии «60» (примечания по пользованию см. а табл. 5.10)

Размер шины (1)	Допустимая ширина обода, дюйм. (2)	Измерительный обод, дюйм	Новая шина		В эксплуатации		Статический радиус ±2 %, мм	Развертка ±2 %, мм	Индекс грузоподъемности	Допустимая масса, приходящаяся на шину, кг, при давлении воздуха, 0,1 МПа (5) (6)						
			Ширина профиля, мм, (7)	Наружный диаметр, мм	Габаритная ширина макс., мм, (3) (7)	Наружный диаметр макс., мм, (4)				1,9	2,0	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5
165/60 R 14	4 1/2—5 1/2	4 1/2	165	554	172	562	254	1690	74	300	315	325	340	350	365	375
175/60 R 13	5—6	5	177	540	184	548	246	1645	76	320	335	350	365	380	390	400
175/60 R 14	5—6	5	177	566	184	574	259	1725	78	340	365	370	385	400	415	425
175/60 R 15	5—6	5	177	591	184	599	271	1805	80	360	375	390	405	420	435	450
185/60 R 13	5—6 1/2	5	184	552	191	561	250	1685	80	345	365	385	400	415	430	450
185/60 R 14	5—6 1/2	5	184	578	191	587	263	1765	82	365	385	405	420	440	460	475
185/60 R 15	5—6 1/2	5	184	603	191	612	276	1840	84	390	410	430	445	465	485	500
195/60 R 13	5 1/2—7	5 1/2	196	564	204	573	255	1720	83	380	400	420	435	450	465	487
195/60 R 14	5 1/2—7	5 1/2	196	590	204	599	268	1800	85	405	425	445	460	480	500	515
195/60 R 15	5 1/2—7	5 1/2	196	615	204	624	281	1875	86	430	450	470	485	500	515	530
205/60 R 13	5 1/2—7 1/2	5 1/2	203	576	211	586	260	1755	85	420	440	460	475	490	505	515
205/60 R 14	5 1/2—7 1/2	5 1/2	203	602	211	612	273	1835	87	445	465	485	500	515	530	545
205/60 R 15	5 1/2—7 1/2	5 1/2	203	627	211	637	285	1910	89	470	490	510	530	545	560	580
215/60 R 13	6—7 1/2	6	216	588	225	598	264	1795	88	475	495	515	530	540	550	560
215/60 R 14	6—7 1/2	6	216	614	225	624	277	1875	89	475	495	515	540	550	570	580
215/60 R 15	6—7 1/2	6	216	639	225	649	290	1950	90	510	530	550	565	580	590	600
225/60 R 14	6—8	6	223	626	232	637	282	1910	91	510	530	550	570	590	605	615
235/60 R 13	6 1/2—8 1/2	6 1/2	235	612	244	623	274	1865	92	530	550	570	585	605	620	630
235/60 R 15	6 1/2—8 1/2	6 1/2	235	663	244	674	299	2020	95	590	610	630	650	665	680	690
245/60 R 14	7—8 1/2	7	247	650	257	662	291	1985	96	600	620	640	660	675	690	710

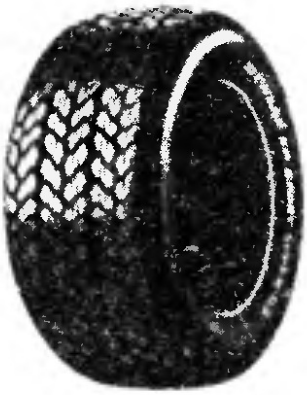


Рис. 5.31. Рисунок протектора, предусмотренный фирмой «Данлоп» для широких шин серий 60 и 65

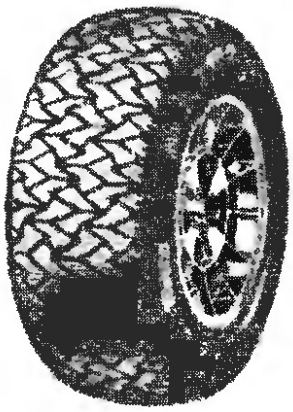


Рис. 5.32. Широкая шина *M & S* 205/55 *R* 16 88 *T* с рисунком «Зима 190», разработанная фирмой «Пирелли» для автомобилей «Порше»; кроме указанного есть еще размер 195/55 *R* 15 83T

Из-за уменьшения зазоров сбоку от шины применение цепей противоскольжения становится зачастую вообще невозможным, так что этот вопрос имеет смысл выяснить своевременно. На широких шинах нелегко выполнить одно важное требование: шина должна обеспечивать безопасность движения, и в первую очередь это относится к неблагоприятным погодным условиям, когда происходит большинство аварий.

Размеры, грузоподъемность и давление воздуха. В табл. 5.13 содержатся установленные Директивой 128 Экономического союза резиновой промышленности ФРГ размеры и допустимая грузоподъемность шин серии 60 при давлении 0,25 МПа; другие значения для более низких давлений, до 0,19 МПа, приведены по данным фирмы «Данлоп». Знаки сноски соответствуют табл. 5.10 и текст примечаний см. под указанной таблицей. То же относится и к следующей табл. 5.14, где содержатся некоторые шины серий «50», «55» и «65».

Стандартный дорожный рисунок протектора и шины *M & S*. Широкие шины серий «50», «55» и «65» выпускаются, за очень редким исключением, со стандартным дорожным рисунком протектора, который для лучшего отвода воды имеет относительно низкий коэффициент насыщенности контакта (см. рис. 5.25). На рис. 5.27 была показана шина «Чинтурато *P7*» фирмы «Пирелли», а на рис. 5.31 можно видеть шину «*SP*» спорт супер *D*3» фирмы «Данлоп». Широкая беговая поверхность с расчлененным рисунком доходит до боковин. Если автомобиль серийно оснащен широкими шинами серии «60», то в большинстве случаев можно при сохранении тех же колес применить шины *M & S* серии «70». На автомобилях «Ауди-200» и «Ауди-Кватро» устанавливаются шины 205/60 *R* 15 89*H* бескамерные или 205/60 *VR* 15, которые зимой могут быть заменены на шины *M & S* 185/70 *R* 15 88*T*, допускающих скорость движения до 190 км/ч. Кроме этого, фирма «Пирелли»

5.14. Размеры, грузоподъемность, допустимые по ширине профиля обода и давление для радиальных шин серий «40», «50», «55» и «65». Для трех проектных размеров серии «65» приведены только максимальные значения (примечания по использованию см. под табл. 5.10)

Размер шины (1)		Допустимая ширина обода, дюйм. (2)	Измерительный обод	Новая шина		В эксплуатации		Статический радиус ±2 %, мм	Развертка ±2 %, мм	Индекс грузоподъемности	Допустимая нагрузка на шину, кг, при давлении воздуха, 0,1 МПа (5) (6)					
				ширина профиля, мм, (7)	наружный диаметр, мм	габаритная ширина макс., мм, (3) (7)	наружный диаметр, мм, (4)				2,0	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5
Серия «40»	285/40 *R* 15	9 1/2—11	9 1/2	285	609	296	618	278	1855	92	545	565	590	610	630	—
Серия «50»	195/50 *R* 15	5 1/2—7	5 1/2	196	577	204	585	266	1760	81	375	395	415	430	445	462
	205/50 *R* 15	5 1/2—7 1/2	5 1/2	203	587	211	595	270	1790	85	415	440	465	485	500	515
	225/50 *R* 15	6—8	6	223	607	232	616	278	1850	90	480	510	540	560	580	600
	225/50 *R* 16	6—8	6	223	632	232	641	290	1930	92	505	535	565	590	610	630
	285/50 *R* 15	8—10	8	286	667	297	678	301	2035	104	730	770	810	840	870	900
Серия «55»	205/55 *R* 16	5 1/2—7 1/2	5 1/2	203	632	211	641	290	1930	88	455	480	505	525	545	560
	235/55 *R* 15	6 1/2—8 1/2	6 1/2	235	639	244	649	290	1950	95	580	600	625	645	670	690
Серия «65»	165/65 *R* 13	4 1/2—6	4 1/2	165	544	172	553	250	1660	76						400
	165/65 *R* 14	4 1/2—6	4 1/2	165	570	172	579	262	1740	78						425
	175/65 *R* 14	5—6 1/2	5	177	584	184	593	268	1780	82						475
	185/65 *R* 14	5—6 1/2	5	184	596	191	606	273	1820	85	435	450	470	485	500	515
	185/65 *R* 15	5—6 1/2	5	184	621	191	631	285	1895	87	460	480	500	515	530	545

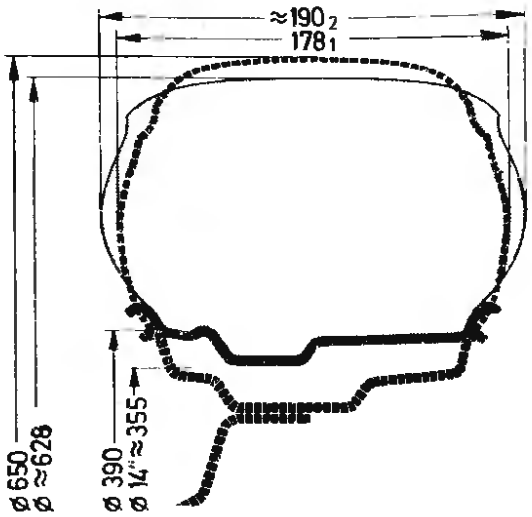


Рис. 5.33. Сравнение шины серии 70 185/70 *HR* 14 (смонтированной на ободе 5*J*×14) и взаимозаменяемой с ней шины «Мишлен» *TRX* 200/55 *HR*390; диаметр обода 390 мм (вместо 354,8 мм) позволяет разместить тормозной диск большего диаметра

предлагает еще шины *M* & *S* 185/65*R* 15 86*T*. Легковые автомобили с широкими шинами серий 50 и 55 требуют, как правило (по крайней мере, по состоянию на 1981 г.), при переоборудовании на зимние шины применения уменьшенных ободов; исключение представляют лишь модели фирмы «Порше», имеющие серийные шины 225/50 *VR* 16. Фирмы «Данлоп» и «Пирелли» выпускают шину *M* & *S* 205/55 *R* 16 88*T* (рис. 5.32), которая монтируется на серийный обод и допускает скорость движения до 190 км/ч.

Шины *TRX* фирмы «Мишлен», серий «55» и «65». В 1977 г. фирма «Мишлен» предложила совершенно новое сочетание шины с колесом, названное *TRX* (рис. 5.33), при котором за счет обода с более низкими и менее крутыми закраинами (см. рис. 5.48) боковые стенки шины получают увеличенную зону упругой деформации. Для отличия от других типов ширина профиля и диаметр обода указываются в миллиметрах, а закраина имеет обозначение *TR*, например: 165 *TR* 390 (для автомобилей БМВ 3-й серии). Эти радиальные шины со стальным кордом выпускаются исключительно бескамерными, скоростных категорий *H* и *V*, различной (через 10 мм) ширины, с окончанием на ноль. Для замены существующих предлагаются следующие размеры:

190/55 *HR* 365 (175/70 *HR* 13 и 185/60 *HR* 14)

220/55 *VR* 390 (205/70 *VR* 14)

180/65 *HR* 390 (165 *SR* 14 и 175/70 *SR* 14)

19/065 *HR* 390 (175 *HR* 14 и 195/70 *HR* 14).

По табл. 5.26 13-дюймовый обод имеет диаметр 329,4 мм, а 14-дюймовый — 354,8 мм, так что колеса *TRX* обеспечивают увеличение места для размещения тормозного диска на 35 мм (см. табл. 5.12). Для зимней эксплуатации фирма «Мишлен» выпускает шины *M* & *S* в исполнении *HR*, допускающие скорость движения до 210 км/ч. В 1981 г. фирма дополнительно начала выпуск шин серии «60» и появившийся в то же время новый автомобиль БМВ-528*i* может по заказу оснащаться шинами 200/60 *VR* 390.

5.3.4. Влияние ширины профиля обода на ширину шины и соотношение профиля

Термин «семейство шин» разделяет все множество шин по соотношению профиля H/B при условии, что шины смонтированы на измерительных ободах, указанных в табл. 5.9, 5.10, 5.13 и 5.14; однако допустимыми являются также более узкие и более широкие обода. Если ширина профиля обода a (см. рис. 5.7) на 1/2 дюйма меньше ширины измерительного обода, то ширина профиля шины

5.15. Четыре различные шины *VR*, применяемые фирмой «Порше» на 15-дюймовых ободах, и влияние допустимой стандартом ДИН 7803 ширины профиля обода на соотношение профиля шины H/B

Семейство шин	Размерность шины Наружный диаметр Развертка	Обод	Ширина, мм: профиля B	Ширина, мм: габаритная b	Соотношение профиля H/B	Ширина профиля обода a, мм	Отношение ширины профиля обода к ширине профиля шины a/B
Серия «82»	165 *VR* 15	4 *J*×15	162	169	0,83	101,6	0,63
	D = 646	$4^1/_2$ *J*×15	167	174	0,80	114,3	0,68
	U = 1960	5 *J*×15	172	179	0,78	127,0	0,74
		$5^1/_2$ *J*×15	177	184	0,75	139,7	0,79
Серия «70»	185/70 *VR* 15	5 *J*×15	186	193	0,72	127,0	0,68
	D = 648	$5^1/_2$ *J*×15	191	198	0,70	139,7	0,73
	U = 1970	6 *J*×15	196	203	0,68	152,4	0,77
		$6^1/_2$ *J*×15	201	208	0,66	165,1	0,82
Серия «60»	215/60 *VR* 15	6 *J*×15	216	225	0,61	152,4	0,70
	D = 638	$6^1/_2$ *J*×15	221	230	0,59	165,1	0,74
	U = 1930	7 *J*×15	226	235	0,58	177,8	0,78
		$7^1/_2$ *J*×15	231	240	0,57	190,5	0,82
Серия «50»	225/50 *VR* 16	6 *J*×16	223	232	0,51	152,4	0,68
	D = 632	$6^1/_2$ *J*×16	228	237	0,50	165,1	0,72
	U = 1915	7 *J*×16	233	242	0,49	177,8	0,76
		$7^1/_2$ *J*×16	238	247	0,48	190,5	0,80
		8 *J*×16	243	252	0,47	203,2	0,84

[1] Подчеркнут измерительный обод.

Примечание. Приведенные размеры имеют примерно одинаковые наружный диаметр D и развертку U. Шины более плоских сечений труднее изготовлять и поэтому они дороже стоят. Величина d_1 для 15-дюймовых ободов составляет 380,2 мм, а для 16-дюймовых — 409,6 мм. Размер H рассчитывается по формуле $H = 0{,}5\,(D - d_1)$.

и ее габаритная ширина уменьшаются на 5 — максимум 6 мм; увеличение размера a приводит к соответствующему увеличению указанных размеров шины. В табл. 5.15 приведены размеры и соотношения профиля H/B для четырех радиальных шин, имеющих примерно одинаковую развертку и смонтированных на соответствующие допустимые обода. Высота H может быть рассчитана по наружному диаметру D новой шины и посадочному диаметру d_1, который можно взять из табл. 5.25:

$$H = 0{,}5\,(D - d_1).$$

Дополнительно в таблице приводится ширина профиля ободов a, мм, и отношение a/B, т. е. отношение ширины профиля обода к ширине профиля шины, смонтированной на нем.

Чем больше расстояние между закраинами обода, тем шире опора шины на ободе, что обусловливает лучшую передачу боковых сил. Кроме того, увеличивается внутренний объем шины, что теоретически должно увеличить ее грузоподъемность. Все это приводит к тому, что увеличение ширины профиля обода на 1/2 дюйма по своей эффективности равноценно повышению давления в шине примерно на 0,01 МПа. Это означает, что, применяя более широкие обода, можно улучшить характеристики автомобиля на повороте и при слаломе, не ухудшая, в общем-то его плавности хода.

Увеличение ширины шины ограничивается в большинстве случаев размерами колесных ниш: как при повороте колес, так и при ходах подвески шины и обода не должны касаться деталей шасси или кузова; кроме того, должна оставаться возможность установки цепей противоскольжения хотя бы на ведущих колесах. Если, к примеру, изготовитель легкового автомобиля разрешает монтаж указанных в табл. 5.15 взаимозаменяемых шин 165 *VR* 15 и 185/70 *VR* 15 на подходящий для них обеих обод 5*J* × 15, значит, при проектировании автомобиля принята в расчет максимальная габаритная ширина шины 193 мм. Если же, не учтя выше изложенных обстоятельств, применить на этом автомобиле обода $6^1/_2$ дюйма, которые допускает шинная промышленность для шин серии «70», то ширина увеличится на 15 мм до размера 208 мм. Если фирма допускает подобную комбинацию, то она, смотря по обстоятельствам, может связать это с обязательным увеличением выреза крыла и т. п. Если же использованное на автомобиле дисковое колесо имеет отклонения (по ширине профиля обода, вылету, материалу и т. д.), не разрешенные ни заводом-изготовителем, ни Федеральной службой автомобильного транспорта путем выдачи специального разрешения на эксплуатацию, то разрешение на эксплуатацию автомобиля автоматически теряет свою силу, а вместе с ним — и страховые обязательства.

Ограничения, касающиеся свободы перемещения шины, устанавливает изготовитель автомобиля, а ограничения, касающиеся срока службы шины, — шинная промышленность в лице своего

представителя Экономического союза германской резиновой промышленности (см. п. 5.0). Борта шины, переходящие за пределами контакта с закраиной обода в боковые стенки (см. рис. 5.3 и 5.4), при увеличении ширины профиля обода устанавливаются круче и жесткость их увеличивается, это приводит к увеличению напряжений сжатия при качении шины. Поэтому отношение ширины профиля обода к ширине профиля шины для радиальных шин серии «82» и для всех диагональных, не должно превышать $a/B = 0{,}8$. Шины серии «70» и еще более плоского сечения с H/B равным 0,6 или 0,5 допускают отношение a/B до 0,84. Минимальное же значение для последних профилей может быть $a/B = 0{,}66$, а для серии 82 и всех диагональных шин $a/B = 0{,}62$ (из-за более высоких боковых стенок). При меньших значениях этого отношения произошло бы бесполезное ухудшение направляющих свойств шины под действием боковых сил и увеличение напряжений в бортах шины из-за резкого перегиба их над закраиной обода. Это соответствовало бы столь же нецелесообразному движению с пониженным давлением в шинах (см. рис. 5.2, справа).

Более широкий обод хотя и немного дороже и тяжелее, но обеспечивает радиальной шине серии 82 за счет $H/B = 0{,}75$ более плоское сечение, приближающееся к серии «70», и позволяет благодаря благоприятному отношению $a/B \leqslant 0{,}8$ получить такие же направляющие свойства, как на шине серии «70», имеющей равную развертку, но смонтированной на самом узком допустимом ободе. Согласно табл. 5.15 шина 165 *VR* 15 на ободе $5^1/_2$ *J* × 15 имеет H/B равное 0,75, а шина 185/70 *VR* 15 на ободе 5 *J* × 15 имеет $H/B = 0{,}72$.

Как видно, получающиеся соотношения профиля шин близки друг к другу, причем это будет справедливо и для пары шин более распространенного размера 165 *SR* 13 и 185/70 *SR* 13, а также для 155 *SR* 13 и 175/70 *SR* 13.

С точки зрения поведения автомобиля на мокрой дороге, а также в зимних условиях предпочтение следовало бы отдать радиальной шине серии «82» на самом широком допустимом ободе, к тому же такая комбинация имеет преимущества и в отношении стоимости.

5.3.5. Обозначения шин в США

В Европе шины обозначаются размерами в дюймах или миллиметрах, при этом грузоподъемность шин одинакового сечения растет с увеличением диаметра обода вследствие большего объема воздуха (см. табл. 5.9 и 5.10). В США обозначения шин с 1967 г. базируются на грузоподъемности, которая обозначается буквами; при этом увеличение диаметра обода (при сохранении той же буквы) приводит к уменьшению как ширины B, так и высоты H профиля шины (табл. 5.16). Каждой букве от *A* до *N* при применении ободов 13, 14 и 15 дюймов соответствует вполне определенная грузоподъемность, которая, в свою очередь, зависит еще от прочности

5.16. Сопоставление взаимозаменяемых шин серии «70»

Диаметр обода, дюйм	Размер шины	Ширина профиля, мм	Наружный диаметр, мм	Соотношение профиля $H:B$ [2]	Действительно только для США		Действительно для Европы, по ДИН 7803	
					допустимая масса на шину, кг	при давлении воздуха, 0,1 МПа	допустимая масса на шину, кг	при давлении воздуха, 0,1 МПа
13	195/70 *SR* 13	197	608	0,705	575	2,5	560	2,4
	CR 70—13/*B* [1]	199	614	0,712	560	2,2		
	CR 70—13/*C*	199	614	0,712	600	2,5		
14	195/70 *SR* 14	197	636	0,710	610	2,5	580	2,4
	CR 70—14/*B*	194	633	0,715	560	2,2		
	CR 70—14/*C*	194	633	0,715	600	2,5		
	CR 70—14/*D*	194	633	0,715	635	2,8		
15	185/70 *SR* 15	191	648	0,700	580	2,5	560	2,4
	CR 70—15/*B* [1]	191	650	0,705	560	2,2		
	CR 70—15/*C*	191	650	0,705	600	2,5		
	CR 70—15/*D*	191	650	0,705	635	2,8		

[1] Последние буквы *B*, *C* и *D* указывают категорию нагрузки.
[2] На ободе $5^1/_2$ *J*.

Примечание. С увеличением диаметра обода стандарт ДИН 7803 позволяет увеличивать нагрузку, американские же нормативы сохраняют грузоподъемность постоянной и предусматривают уменьшение ширины *B* и высоты *H* при переходе на следующий, больший диаметр обода. В связи с повсеместным ограничением скорости в США допускается в среднем на 6 % бо́льшая грузоподъемность при повышенном на 0,01 МПа давлении. Шины, изготовляемые в Европе, приблизительно соответствуют американской категории нагрузки *C*.

каркаса и давления воздуха. В отличие от европейцев, американцы обозначают прочность каркаса не числом *PR*, а категорией нагрузки (*Load Range* — англ.) также с буквенным обозначением. Сравнение с европейскими диагональными шинами и допустимыми для них давлениями дает следующую картину: *Load Range B*, максимальное давление 0,22 МПа соответствует 4 *PR*

Load Range C, максимальное давление 0,25 МПа соответствует 6 *PR*

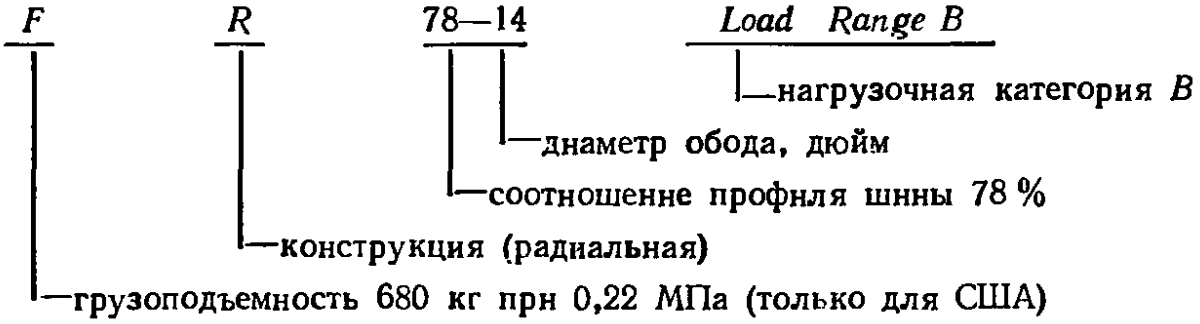
Load Range D, максимальное давление 0,28 МПа соответствует 8 *PR*

Нагрузочные категории *B* и *C* предназначены преимущественно для легковых автомобилей, а *D* — для комбинированных и раз-

возных. Ниже приводится грузоподъемность шин групп от *A* до *H*, действительная исключительно для США, рассчитанная по американским нормам из значений в фунтах и приведенная в виде допустимой массы, приходящейся на шину:

Буквенное обозначение грузоподъемности шин	Нагрузочная категория, грузоподъемность шин, кг		
	B	*C*	*D*
A	480	515	545
B	520	560	590
C	560	600	635
D	600	640	675
E	635	675	715
F	680	725	770
G	735	785	830
H	805	860	915

Обозначение шины в США содержит кроме двух букв грузоподъемности и нагрузочной категории еще указание о конструкции шины, соотношение профиля, %, и диаметр обода. Поскольку в США даже на автострадах действует ограничение скорости, то скоростная категория (*S*, *H* или *V*) в обозначении шин обычно не приводится; на это необходимо обращать внимание при применении американских шин в других странах. Возможная максимальная скорость движения определяется только изготовителем и практически может быть установлена лишь по обозначению протектора. Таким образом, обозначение радиальной шины выглядит следующим образом:



Кроме этого, должны быть еще указаны изготовитель и рисунок протектора. Американские шины с соотношением профиля 78 % имеют *H*/*B* 0,75—0,80 и соответствуют европейским шинам серии «82» на допустимых более широких ободах (см. табл. 5.15) или сверхнизкопрофильным диагональным шинам (см. табл. 5.3). Кроме того, в США нормированы еще (точно так же, как в ФРГ) серии «70», «60» и 50». Из-за ограничения скорости до 65 миль в час (около 105 км/ч при пересчетном коэффициенте 1,61) легковые автомобили в США оснащались раньше диагональными шинами. В обозначении этих шин отсутствует буква, указывающая конструкцию: *F* 78—14 *Load Range B*.

Кроме того, в США еще продолжается выпуск шины промежуточного типа, которая носит обозначение *Bias Belted*. Эта шина

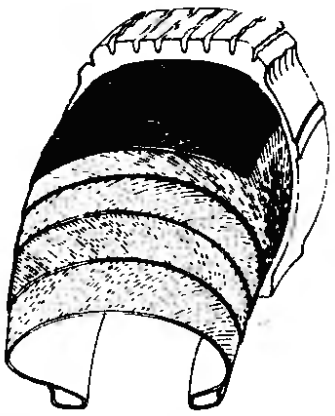


Рис. 5.34. Шина промежуточной конструкции, состоящая из диагонального каркаса и пояса с перекрещивающимся направлением нитей

состоит из каркаса с диагональным расположением нитей, который охватывается поясом с малым углом наклона нитей к экватору (рис. 5.34, см. также рис. 5.6). Такая конструкция, обеспечивающая более мягкое качение при низких скоростях и не очень подходящая для высоких скоростей, обозначается буквой *B* после буквы грузоподъемности: *FB* 78—14 *Load Range B*. Американские шины могут быть заменены европейскими радиальной или диагональной конструкции; при этом надо учитывать допускаемую максимальную скорость движения для данного автомобиля в соответствующей стране. От этого зависит, шину какой категории (*S*, *H* или *V*) следует применить для замены американской шины, не имеющей такого обозначения. Для ободов 13 и 14 дюймов имеются следующие возможности для замены шинами серии 82, с учетом нагрузочной категории:

A 78-13 на 165 *R* 13, *B* 78-13 на 175 *R* 13,
C 78-13 на 185 *R* 13, *D* 78-13 на 185 *R* 13,
E 78-13 на 195 *R* 13, *E* 78-14 на 185 *R* 14,
F 78-14 на 195 *R* 14, *G* 78-14 на 205 *R* 14,
H 78-14 на 215 *R* 14, *J* 78-14 на 225 *R* 14.
L 78-14 на 225 *R* 14.

Для 15-дюймовых колес справедливы те же условия, что и для 14-дюймовых, т. е. шина *E* 78-15 может быть заменена на шину 185 *R* 15 и т. д.

Те же взаимозависимости должны быть учтены и для серии 70; здесь можно заменить:

DR 70-15 на 195/70 *R* 15, *DR* 70-13 на 205/70 *R* 13,
ER 70-14 на 205/70 *R* 14, *ER* 70-15 на 205/70 *R* 15,
FR 70-14 на 215/70 *R* 14, *FR* 70-15 215/70 *R* 15,
GR 70-14 на 225/70 *R* 14, *GR* 70-15 на 225/70 *R* 15,
HR 70-14 на 235/70 *R* 14, *HR* 70-15 на 235/70 *R* 15,
JR 70-14 на 245/70 *R* 14, *JR* 70-15 на 245/70 *R* 15.

Если какая-то шина не имеет буквы, обозначающей нагрузочную категорию, то последняя может быть определена (в случае замены шины) по серийной шине, устанавливаемой на этом автомобиле. Американские требования безопасности требуют для рынка США, чтобы на боковине были написаны грузоподъемность и максимальное давление воздуха для возможности проверки соответствия данной шины конкретному автомобилю, в том числе и после замены шины. Вышеприведенная шина *F* 78-14 нагрузочной категории *B* должна иметь следующую надпись крупным шрифтом: *MAX. LOAD* 1500 *POUNDS MAX. PRESS* 32 *PSI*.

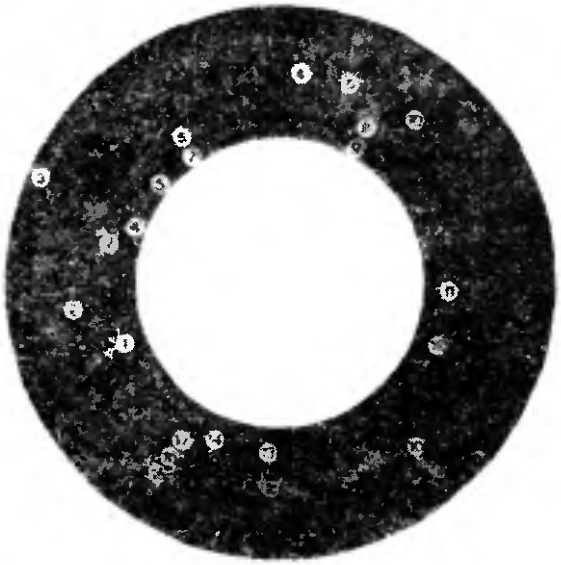


Рис. 5.35. Надписи на боковине радиальной шины для легковых автомобилей:

1 — tubeless означает «бескамерная»; *2* — прежнее и еще допустимое обозначение размера; *3* — TWI (tread wear indicator) — индикатор износа рисунка протектора; в канавках рисунка протектора заложены шесть перемычек, которые выступают при оставшейся глубине рисунка 1,6 мм; *4* и *5* — обозначения по Правилу 30 ЕЭК ООН; *6* — Plies Sidewall Rayon 2; каркас состоит из двух слоев вискозы; *7* — Tread Steel 2 + + Rayon 2; пояс состоит из двух слоев стального и двух слоев вискозного корда; *8* — 36 P. S. I Max Cold Infl (maximal cold Inflatable) максимальное давление воздуха в фунтах на квадратный дюйм в холодном состоянии (около 2,5 бар); действительно только для классификации США; *9* — 1310Lbs. Max Load — максимальная грузоподъемность шины в фунтах (только для США); *10* — изготовитель, фирма Uniroyal; *11* и *12* — знак о проведении типового испытания по Правилам ЕЭК ООН, цифра указывает страну, в которой проведено это испытание (4 — Нидерланды); *13* — DOT означает, что данная шина соответствует *американским требованиям*; *14* — код изготовителя: LM — предприятие, J3 — код размера, MEB — код типа, 290 — код даты изготовления: 29-я неделя 1980 г.; *15* — Treadwear: износ, число больше или меньше 100 обозначает относительную износоустойчивость в процентах по отношению к средней американской шине; *16* — Traction — дает сведения о тормозных качествах шины на мокрой дороге. При прямолинейном движении со скоростью 64 км/ч испытуемое колесо блокируется и измеряется возникающее трение на бетоне и асфальте. По результатам шины классифицируются по классам качества A, B и C, наилучший класс — A; *17* — температурная классификация (A, B или C) указывает на теплостойкость, определенную на скоростном испытательном стенде. Эти данные сравнимы с европейскими обозначениями различных скоростных категорий, «B» соответствует «S» (до 180 км/ч)

Размерности *pound* (фунт) и *p.s.i.* (фунт на квадратный дюйм) не соответствуют единицам, установленным в системе СИ: кг — для допустимой массы и МПа — для давления, так что для пересчета следует пользоваться следующими коэффициентами: для *pound* или *lbs* — 0,454 для *p.s.i.* — 0,0069.

Таким образом, можно перевести:

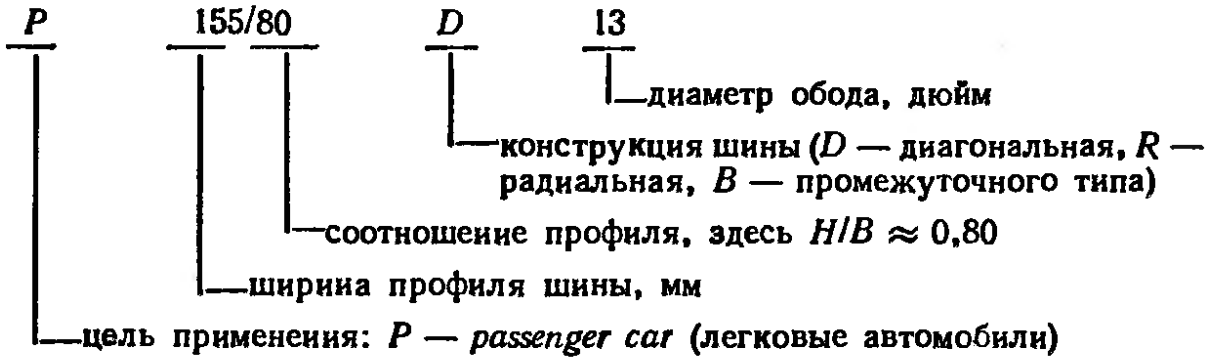
1500 *pounds* в 680 кг и 32 *p.s.i.* в 0,22 МПа.

Причиной того, что на боковинах большинства шин, выпускаемых в Западной Европе, невнесены эти данные, является экспорт шин в США. На рис. 5.35 приведено значение надписей на боковине шины в соответствии с требованиями Департамента США и Правила 30 ЕЭК ООН (см. п. 5.2.4). На шине 175 *SR* 14, приведенной в табл. 5.9, может быть следующая надпись: *MAX. LOAD RATING* 1310 *POUNDS MAX. PERMISS. INFLAT. PRESS* 36 *PSI*. Это соответствует допустимой массе 1310·0,454 = 595 кг при 36·0,0069 = 0,25 МПа, что справедливо только для США при лимитированных там скоростях (см. табл. 5.16). Директива 128 Экономического союза резиновой промышленности ФРГ, согласованная с законодательствами других европейских стран, разрешает для этой шины только 560 кг при 0,23 МПа (однако до 180 км/ч).

Таким образом, указанные на боковине увеличенные значения грузоподъемности и давления воздуха действительны только для

США. И наоборот, следовало бы время от времени проверять, на сколько должны быть «занижены» в ФРГ шины, выпускаемые в США, чтобы при полной нагрузке удовлетворять скоростным требованиям на автостраде. Относительно требований безопасности, действующих в США, по поводу необходимости указывать конструкцию каркаса и материал, говорилось уже в начале пп. 5.2.3 и 5.3.1.

В процессе перехода на метрическую систему и систему СИ в США еще в 1976 г. появились обозначения шин, соответствующие обычному стандарту: так называемая серия «*P*». В качестве примера можно привести шины, устанавливаемые на автомобиле «Шевроле Шеветт».



После этого должна быть еще указана допустимая масса, для приведенной шины она составляет: *Standard load* 435 кг при 0,24 МПа и *Extra load* 470 кг при 0,28 МПа.

В США в качестве единицы давления воздуха используют килопаскаль.

Это обозначение шин в США не содержит указания скоростной категории, что нужно учитывать при использовании европейских шин на американском автомобиле, но особенно в том случае, если американские шины устанавливаются на быстроходный автомобиль в других странах.

Рассматриваемая американская серия «80» в точности совпадает с европейской серией «82», что касается в равной степени как наружного диаметра новой шины (578 мм), так и ширины на ободе 4 1/2 *J*× 13 (157 мм), поэтому возможна непосредственная замена ее на шину 155 *R* 13. В США изготовляются также шины остальных профилей, принятых в Европе, а именно серий «75», «70», «65», «60», «55» и «50».

5.3.6. Шины для легких грузовых автомобилей

Больший ресурс по сравнению с диагональными шинами, повышенная грузоподъемность при том же внутреннем объеме, меньшие габариты и связанная с этим возможность уменьшения погрузочной высоты — вот причины, обусловливающие все большее применение радиальных шин с $H/B \approx 0{,}82$ на легких грузовиках и автобусах малой вместимости. Однако в этом случае можно устанавливать только усиленные шины для легковых автомобилей,

5.17. Применяемые для легких грузовиков и автобусов радиальные шины «усиленные», «*C* 6 *PR*», «*C* 8 *PR*» в сравнении с шинами для легковых автомобилей одинакового размера при одинарной установке

Размер шины	Измерительный обод	Новая шина		В эксплуатации					Допустимая масса, приходящаяся на шину, кг, при наименьшем давлении воздуха, 0,1 МПа [4]					Индекс грузоподъемности [5]
		ширина профиля, мм [2]	наружный диаметр, мм	габаритная ширина, макс., мм [3]	расстояние между сдвоенными колесами, мин., мм [2, 6]	наружный диаметр макс., мм	статический радиус ±2 %, мм	развертка ±2,5 %, мм	2,3	2,6	2,9	4,0	4,5	
175 *SR* 13	5 *J*×13	178	608	185	—	619	275	1855	530					86
SR 13 усиленная				185							580			89
165 *SR* 14	4 1/2 *J*×14	167	622	174	—	633	283	1895	500					84
SR 14 усил.											560			88
R 14 *C* 6 *PR*				172	192	630	284	1885				650		93/91
R 14 *C* 8 *PR*													730	97/25
175 *SR* 14	5 *J*×14	178	634	185	—	645	288	1935	560					88
SR 14 усил.											615			91
R 14 *C* 6 *PR*				183	205	642	289	1920				710		96/94
R 14 *C* 8 *PR*													775	99/98
195 *SR* 14	5 1/2 *J*×14	198	666	206	—	678	300	2030	650					93
R 14 *C* 6 *PR*				204	228	675	302	2020				850		102/110
R 14 *C* 8													950	106/104
205 *SR* 14	6 *J*×14	208	686	216	—	699	308	2090	710					96
R 14 *C* 6 *PR*				214	239	696	310	2080				925		105/103
R 14 *C* 8 *PR*													1030	109/107
215 *SR* 14	6 *J*×14	218	700	227	—	714	314	2135		750				98
R 14 *C* 6 *PR*												1000		108/106
R 14 *C* 8 *PR*				225	251	710	316	2120					1120	112/110
165 *SR* 15	4 1/2 *J*×15	167	646	174	—	657	295	1970	530					86
SR 15 усиленная											600			90

[1] Шину 185 *R* 14 см. в табл. 5.21, для нее расстояние между сдвоеннымн колесами не менее 216 мм.
[2] При измерительном ободе и цепи противоскольжения, охватывающей оба сдвоенных колеса.
[3] Размеры на рис. 5.68.
[4] При одинарной установке шин.
[5] При базовой скорости, второе число — для сдвоенной установки шин.
[6] Возможна только установка цепи противоскольжения, охватывающей оба сдвоенных колеса.

Примечание. При сдвоенной установке допустимая масса на каждую шину снижается примерно на 5 %. Приведенные значения давления воздуха минимальные и могут быть превышены на 0,05 МПа; для шин *SR* и *SR* усиленных давления действительны для скоростей до 160 км/ч. Если автомобиль достигает скорости 170 км/ч, давление нужно увеличить на 0,01 МПа, при 180 км/ч — на 0,02 МПа (только шины *SR*). Измерительное давление воздуха для определения размеров новой шины составляет для шин *SR* 0,18 МПа, для усиленных 0,23 МПа, для шин «*C*» оно соответствует максимально допустимой грузоподъемности. При специальном рисунке протектора габаритная ширина (в зависимости от размера шины) может быть больше на 8—10 мм, а диаметр — на 5—7 мм. Значения по шине 185 *R* 14 см. в табл. 5.21.

Чистая



Рис. 5.36. Радиальная шина «С» фирмы «Данлоп» для легких грузовиков со стандартным дорожным рисунком SP LT 3, допускающая скорость 130 км/ч (скоростная категория M)



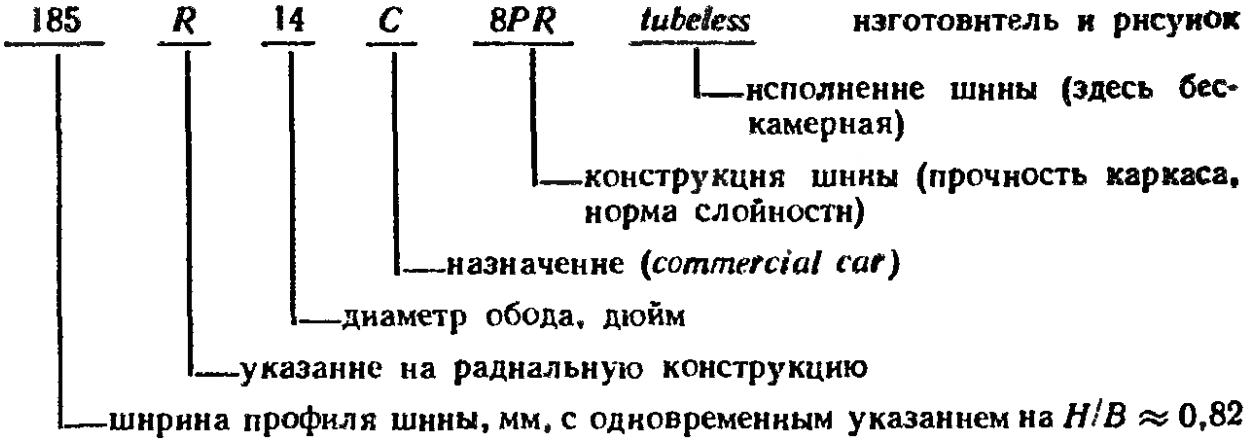
Рис. 5.37. Всесезонная шина с поясом из стального корда SP304 с каркасом из текстильного или стального корда, изготовляемая фирмой «Данлоп» для легких грузовиков только в бескамерном исполнении, а для более тяжелых автомобилей — также и с камерой

с дополнительным обозначением *Reinforced*, которые, как правило, имеют такой же материал пояса, как шины легковых автомобилей (чаще всего сталь) и аналогичный рисунок протектора. Каркас состоит из большего числа слоев или более толстого корда, чтобы за счет более высокого давления воздуха получить увеличенную на 11—13 % грузоподъемность (табл. 5.17). Давление в шинах шириной до 175 мм может быть повышено до 0,29 МПа, а шириной более 185 мм — до 0,3 МПа. Эти значения могут быть увеличены еще максимум на 0,05 МПа, если это нужно для улучшения поведения автомобиля, но это уже не будет связано с увеличением грузоподъемности. Предельная скорость движения для шин *Reinforced* со стандартным дорожным рисунком протектора 170 км/ч, причем, если автомобиль развивает скорость свыше 160 км/ч, шинная промышленность предписывает повышение давления на 0,01 МПа.

Для шин *C* (от слова *commercial*), приведенных в табл. 5.17, установленная нормативами базовая скорость составляет 120 км/ч. Эти шины могут также иметь надпись *Transport*. В странах ЕЭС такие шины выпускаются, однако, почти исключительно для базовой скорости v_R = 130 км/ч. Базовая скорость v_R — это скорость, при которой грузоподъемность составляет 100 %, т. е. соответствует данным, приводимым в справочниках. Базовая скорость обозначается буквой на боковине шины, при v_R = 120 км/ч должна быть буква *L*. Для шин, приведенных в табл. 5.17 и 5.21, имеющих обозначение ширины в миллиметрах, Директива 132 Экономического союза резиновой промышленности ФРГ допускает v_R = = 130 км/ч, а для всех шин 8 *PR*, монтируемых на 14-дюймовые обода, v_R = 140 км/ч. Шины, предназначенные для v_R = 120 км/ч, должны по Правилу 30 ЕЭК ООН иметь на боковине букву *L* (см.

рис. в конце п. 5.3.8 и п. 5.2.4), другие шины, названные выше, — соответственно букву *M* или *N*.

Шины *C*, также имеющие надпись «*Transport*», как правило, бескамерные. Эти шины специально разработаны для легких грузовых автомобилей и автобусов, они также имеют $H/B \approx 0{,}82$, но у них более прочный пояс и крупный стандартный дорожный рисунок протектора, обеспечивающий длительный ресурс (рис. 5.36), либо более ориентированный в поперечном направлении (в сравнении с обычными шинами для легковых автомобилей) рисунок для всесезонного использования (рис. 5.37). Эти шины отличаются дополнительным повышением прочности каркаса, достигнутым увеличением числа слоев в каркасе, применением более толстых либо плотнее расположенных нитей корда или применением нитей повышенной прочности. На это указывает дополнительное обозначение 6 *PR* или 8 *PR*, как на диагональных шинах (см. п. 5.2.3). Прежнее обозначение шин, приводимое в табл. 5.17, в котором должен быть также указан изготовитель и рисунок протектора, выглядит так:



Обозначение рисуика протектора (как и в шинах для легковых автомобилей) подразумевает определенный материал пояса (стальной или текстильный корд).

Правило 30 ЕЭК ООН распространяется и на эти шины (см. п. 5.2.4), поэтому в конце обозначения должны быть добавлены индекс грузоподъемности и буква скоростной категории. Новое обозначение выглядит в сравнении с прежним следующим образом:

185 *SR* 14	185 *R* 14 90 *S*
185 *SR* 14 *reinforced*	185 *R* 14 94 *R*
185 *R* 14 *C* 6 *PR*	185 *R*14 99/97 *M*
185 *R* 14 *C* 8 *PR*	185 *R* 14 102/100 *M*

Обозначения *reinforced*, *C* и *PR* могут отсутствовать, но не запрещаются; двойное число перед буквой *M* указывает на грузоподъемность при одинарной и сдвоенной установке шин. Спорным представляется лишь тот факт, что буква в обозначении не свидетельствует о фактической допустимой максимальной скорости движения. Как можно видеть из табл. 5.18, шина *C*, обозначенная бук-

5.18. Изменение грузоподъемности в зависимости от скорости транспортного средства

Обусловленная конструкцией транспортного средства максимальная скорость, км/ч [1], до	Допустимая масса на шину в % от табличного значения		
	Скоростная категория		
	L 120 км/ч	*M* 130 км/ч	*N* 140 км/ч
160	—	—	90
155	—	—	92,5
150	—	90	95
145	—	92,5	97,5
140	90	95	100
135	92,5	97,5	100
130	95	100	100
125	97,5	100	100
120	100	100	100

Допустимая масса на шину в % от табличного значения			
L *M* *N*	Обусловленная конструкцией v_{max} до		*L* *M* *N*
	км/ч	км/ч	
100	120	80	110
100,5	118	75	111
101	116	70	112,5
101,5	114	65	113,5
102	112	60	115
102,5	110	55	117,5
103	108	50	120
103,5	106	45	122
104	104	40 [2]	125
104,5	102	35 [2]	129
105	100	30 [2]	135
106,5	95	25 [2]	142
107,5	90	20 [2]	150
108,5	85	15 [2]	160

[1] Допустимо определение промежуточных значений интерполнрованнем.

[2] Грузоподъемность шины при одинарной установке сохраняется и для сдвоенной установки.

Примечание. До значения массы 1450 кг при одинарной установке (индекс 121) шины для легких грузовых автомобилей при 90 %-ной загрузке допускают увеличение скорости на 20 км/ч, если базовая скорость обозначена буквами *K*, *L* и *M*, а также буквой *N* с v_R = 140 км/ч. Если же автомобиль вследствие конструкции не достигает базовой скорости, то шины *C* допускают увеличение нагрузки (по сравнению с указанной в табл. 5.17).

5.19. Повышение грузоподъемности шин «*C*» при очень малых скоростях

Скорость по условиям применения, км/ч	Допустимая масса, приходящаяся на шину в % от табличного значения		
	Базовая скорость и обозначение ее		
	130 км/ч *M*	120 км/ч *L*	110 км/ч *K*
До 10	175	175	180
До 5	190	190	210
Стоянка	210	210	250

Примечание. Значения для одинарной установки справедливы и для сдвоенной установки шин. Правая колонка (*K*) относится к шинам для грузовых автомобилей.

5.20. Допустимая грузоподъемность шин *С* на специальных автомобилях в % от указанной в табл. 5.17

Условия работы шины	Допустимая масса, приходящаяся на шину, в % от табличной
Специальные автомобили: пожарные со спецкузовом, поливочные, подметальные, мусоровозы, с вышкой. Аналогичные автомобили коммунального хозяйства и других общественных служб	110
Грузовые автомобили со спецкузовом (бетономешалки, аэродромные топливозаправщики) при работе на близких расстояниях со скоростью, ограниченной условиями применения, не более 60 км/ч	110
Маршрутные автобусы со скоростью, ограниченной условиями применения, до 60 км/ч	110
Линейные автобусы внутреннего и пригородного сообщения	115
Шины на передних колесах грузовых автомобилей с устройствами для уборки снега (навесной плуг, навесные фрезы и др.) при скорости, ограниченной условиями применения, до 50 км/ч	120

вой *М* (при 90 %-ной загрузке) допускает скорость до 150 км/ч; этой скорости должна была бы соответствовать буква *Р*.

В табл. 5.17 дополнительно приведены измерительные обода для шин «*С*» (чаще всего бескамерных); обода эти имеют закраины типа *J* и по своему контуру соответствуют исполнениям для легковых автомобилей. Однако прочностные свойства дискового колеса в целом должны быть согласованы с грузоподъемностью монтируемой на него шины. Как видно из табл. 5.9 и справочников по шинам, допустимыми являются также обода на 1/2 дюйма шире или у́же. При использовании этих ободов габаритная ширина шины соответственно увеличивается или уменьшается на 5 мм, что необходимо учитывать при установке сдвоенных шин (см. рис. 5.68). В этих случаях может измениться заданный минимальный размер между центральными плоскостями вращения ободов. Кроме того, сдвоенные шины обусловливают снижение допустимой массы, приходящейся на каждую шину на 35—50 кг. Эта пониженная грузоподъемность учитывает частично более высокую нагрузку одной из двух шин за счет выпуклости дороги, разницы в диаметре, неодинаковой глубины рисунка протектора и других факторов (см. рис. 5.75).

Если конструкцией автомобиля или условиями применения скорость ограничена до меньших значений, то шины *C* допускают бóльшую нагрузку (табл. 5.18 и 5.19); однако при $v \leqslant 10$ км/ч процент изменения зависит еще от базовой скорости, обозначенной на боковине буквами *K*, *L* или *M*. Если автомобиль имеет сдвоенные шины, то до $v = 40$ км/ч можно принимать в расчет грузоподъемность одинарной шины. Последняя грузоподъемность, однако, не распространяется на установку шин на специальных автомобилях и маршрутных автобусах, здесь действуют 110—120 %, указанные в табл. 5.20.

5.3.7. Сравнение диагональных и радиальных шин для легких грузовых автомобилей

В табл. 5.21 сопоставлены близкие по развертке и ширине шины для легких грузовых автомобилей и шины для легковых автомобилей. Для сравнения выбрана шина 185 *SR* 14, устанавливаемая на автомобиле «Фольксваген-Транспортер» модели 1979 г., которая и по стоимости принята за 100 %. Взаимозаменяемая диагональная шина 7.00-14/8 *PR* была бы при допустимой массе на

5.21. Сравнимые с шиной 185*R*14 диагональные шины, а также радиальные усиленные и исполнения «*C*»

Конструкция	Размеры шин		Относительная стоимость, %	Допустимая масса, приходящаяся на шину[1]		
				кг	при давлении воздуха, 0,1 МПа	при максимальной скорости, км/ч
Диагональные	6.50—14 *C*	6 *PR*	102	650	3,5	120
	7.00—14	/6 *PR*	70	585	2,5	150
		/8 *PR*	80	615	2,8	
Радиальные	185/75 *R* 14 *C*		—	850	4,5	140
	185 *SR* 14		100	600	2,3 2,5	160 180
	185 *SR* 14 усиленная		105	670	3,0 3,1	160 170
	185 *R* 14 *C*	6 *PR*	114	775	4,0	130
		8 *PR*	117	850	4,5	

Продолжение табл. 5.21

Конструкция	Размеры шин, мм					Индекс грузоподъемности [2]
	на ободе 5 1/2 $J \times 14$		наружный диаметр новой шины	статический радиус	развертка	
	ширина профиля	габаритная ширина				
Диагональные	177	191	650	303	1950	93/91
	183	194	668	307	1970	89
						91
Радиальные	184	190	642	296	1930	102/100
	188	196	650	294	1985	90
	188	196	650	294	1985	94
	188	194	650	296	1970	99/97
						102/100

[1] При одинарной установке шин.
[2] При базовой скорости, второе число — для сдвоенной устаиовки шин.

55 кг меньше, на 25 % дешевле *. Если учесть в калькуляции меньший износ радиальной шины, то с учетом срока службы более экономичным оказалось бы применение также допускаемой фирмой «Фольксваген», усиленной шины 185 *SR* 14. Наибольшую грузоподъемность 850 кг имеет при тех же размерах усиленная радиальная шина 185 *R* 14 *C* 8 *PR*; так что с точки зрения миии-мизации массы и размеров эта шина была бы самой выгодной. То же касается и шины 185/75 *R* 14 102/100 *N*, которая относится к разрабатываемой серии с $H/B \approx 0{,}75$.

5.3.8. Грузоподъемность шин для легких грузовых автомобилей и шин для легковых автомобилей на жилых и других прицепах

Если эксплуатационная скорость автопоезда (автомобиля с прицепом) ограничена до 100 км/ч, то появляется возможность (как уже было показано выше в табл. 5.18) увеличить грузоподъемность. Шины «*C*» для легких грузовиков по ДИН 7804 допускают на прицепах увеличение массы, приходящейся на них, на 3 %; Это справедливо как для приведенных в табл. 5.22 радиальных

* Эти данные не совпадают с данными табл. 5.21. — *Прим. перев.*

5.22. Грузоподъемность радиальных шин для легких грузовых автомобилей при использовании их на прицепах при условии, что скорость движения не превышает 100 км/ч

Размер шин (радиальные)	Норма слойности	Максимальная масса, приходящаяся на шину (одинарная установка), кг	Базовое давление, 0,1 МПа
6.70 *R* 15 *C*	8	920	4,5
	10	1050	5,5
6.00 *R* 16 *C*	10	920	5,0
6.50 *R* 16 *C*	10	1050	5,0
7.00 *R* 16 *C*	10	1210	5,25
8 *R* 17.5 *C*	—	1210	5,25
165 *R* 14 *C*	6	675	3,75
	8	750	4,5
175 *R* 14 *C*	6	735	3,75
	8	815	4,5
185 *R* 14 *C*	6	800	3,75
	8	880	4,5
195 *R* 14 *C*	6	880	3,75
	8	975	4,5
205 *R* 14 *C*	6	965	3,75
	8	1065	4,5
215 *R* 14 *C*	6	1050	3,75
	8	1160	4,5

шин, так и для шин «*C*» диагональной конструкции. Превышение примерно на 10 % допустимо для всех шин серий «82» и «70» для легковых автомобилей как нормальных, так и усиленных, необходимо лишь повысить внутреннее давленне на 0,02—0,04 МПа.

В табл. 5.23 слева приведены значения для нормальных шин, в середине — для усиленных, с обозначеннем *reinforced* (см. также пп. 5.2.6 и 5.2.7).

5.23. Грузоподъемность радиальных шин для легковых автомобилей, серий «82» и «70», а также усиленных шин на прицепах и жилых автомобилях при скорости до 100 км/ч (без учета законодательных ограничений для этих транспортных средств)

Размер шин	Нормальный вариант		Усиленный вариант		Размер шин	Макс. масса на шину, кг	При давлен. воздуха, 0,1 МПа
	макс. масса на шину, кг	при давлении воздуха 0,1 МПа	макс. масса на шину, кг	при давлении воздуха, 0,1 МПа			
135 *R* 12	320	2,4			145/70 *R* 12	320	2,5
135 *R* 13	345	2,4			155/70 *R* 13	390	2,5
135 *R* 15	390	2,4			165/70 *R* 13	440	2,5
145 *R* 12	390	2,5			175/70 *R* 13	495	2,6
145 *R* 13	415	2,5			175/70 *R* 14	525	2,6
145 *R* 14	440	2,5			185/70 *R* 13	550	2,6
145 *R* 15	470	2,5			185/70 *R* 14	585	2,6
155 *R* 12	440	2,6			185/70 *R* 15	615	2,6
155 *R* 13	470	2,6			195/70 *R* 13	615	2,6
155 *R* 14	495	2,6			195/70 *R* 14	640	2,6
155 *R* 15	525	2,6			205/70 *R* 14	715	2,6
165 *R* 13	525	2,6			215/70 *R* 14	760	2,7
165 *R* 14	550	2,6	615	3,1	215/70 *R* 15	760	2,7
165 *R* 15	585	2,6	660	3,1	225/70 *R* 14	825	2,8
175 *R* 13	585	2,7	640	3,1	225/70 *R* 15	825	2,8
175 *R* 14	615	2,7	675	3,1			
185 *R* 14	660	2,7	735	3,2			
185 *R* 15	675	2,7					
195 *R* 14	715	2,7					
205 *R* 14	780	2,7					

5.3.9. Шины для грузовых автомобилей и прицепов к ним

Большая грузоподъемность, длительный срок службы, малое сопротивление качению и надежность в работе — вот основные требования, предъявляемые к шинам для грузовых автомобилей. Легче всего выполнить эти требования при радиальной конструкции шин, что, вероятно, и обусловило их распространение вплоть до тяжелых грузовых автомобилей, причем здесь применяются

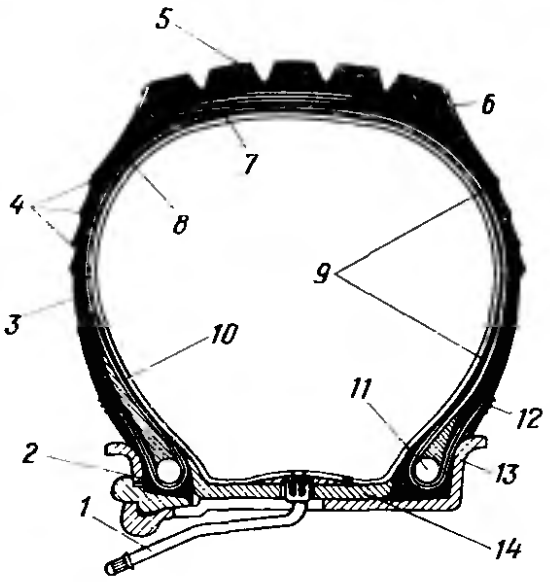


Рис. 5.38. Камерная шина для грузовых автомобилей с каркасом и поясом из стального корда, смонтированная на разборном ободе с наклоном полок 5°, хорошо видна требуемая здесь ободная лента:

1 — угловой вентиль; *2* — борт; *3* — боковина; *4* — защитный поясок; *5* — протектор; *6* — заплечик; *7* — пояс из стального корда; *8* — каркас из стального корда; *9* — зона деформации; *10* — камера; *11* — бортовое кольцо; *12* — монтажный поясок; *13* — обод с косыми полками; *14* — ободная лента

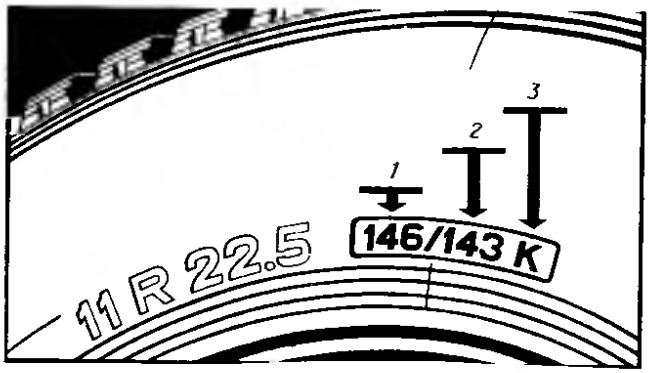


Рис. 5.39. На шинах для грузовых и легких грузовых автомобилей к обозначению добавляется еще индекс грузоподъемности как для одинарной, так и для сдвоенной установки. Последующая буква указывает базовую скорость:

1 — индекс грузоподъемности для одинарной установки; *2* — индекс грузоподъемности для сдвоенной установки; *3* — скоростная категория

шины со стальным кордом в поясе и каркасе (см. рис. 5.38). Раньше почти в каждом размере были три исполнения: нормальное, усиленное и супер. Различаются они нормой слойности (числом *PR*); в настоящее время из экономических соображений выпускаются зачастую только последние из названных шин.

В обозначении число *PR* должно указываться в том случае, если для какого-либо размера регламентирована различная норма слойности. Например, радиальная шина шириной 9 дюймов исполнения «супер» должна иметь следующую надпись: 9.00 *R* 20/14 *PR*. Буквенное обозначение «*R*» для радиальной конструкции может быть дополнено либо заменено словом *Radial*:

9.00 *R* 20 *Radial* 14 *PR* **или** 9.00-20 Radial 14 *PR*.

Как можно видеть на рис. 5.39 и табл. 5.24 и как описано в п. 5.2.4, современное обозначение по Правилу 30 ЕЭК ООН выглядит следующим образом: 9.00 *R* 20 140/137 *J*. Первая из указанных в конце цифр обозначает грузоподъемность при одинарной установке шины (здесь допустимая масса 2500 кг), а вторая — при сдвоенной установке (2300 кг), обе — при давлении 0,75 МПа. Буква *J* обозначает базовую скорость 100 км/ч.

В обозначении шин диагональной конструкции вместо буквы «*R*» ставится тире (см. п. 5.2.3):

усиленное исполнение 9.00-20/12 *PR* или 9.00-20 136/133 *J*,
исполнение «*Super*» 9.00-20/14 *PR* или 9.00-20 140/137 *J*.

В стандарте ДИН 7805 определены размеры и грузоподъемность как при одинарной, так и при сдвоенной установке шин, а также расстояние между центральными плоскостями вращения колес при последней схеме установки.

Этот стандарт и справочники по шинам содержат следующие размеры шин радиальной конструкции:

7.00 *R* 16 «*L*»,	7.50 *R* 16 «*L*»,	7.50 *R* 20 «*L*»,
8.25 *R* 16,	8.25 *R* 20,	9.00 *R* 20,
10.00 *R* 20,	11.00 *R* 20,	12.00 *R* 20.

К этому надо добавить еще диагональные шины такого же размера и еще пять шин повышенной грузоподъемности:

12.00—24,	13.00—20,	14.00—20,
14.00—22,	14.00—24.	

5.24. Обозначения на шинах для грузовых автомобилей

Грузоподъемность шин									
Индекс грузоподъемности	Допустимая масса, кг, макс.	Индекс грузоподъемности	Допустимая масса, кг, макс.	Индекс грузоподъемности	Допустимая масса, кг, макс.	Индекс грузоподъемности	Допустимая масса, кг, макс.	Индекс грузоподъемности	Допустимая масса, кг, макс.
90	600	108	1000	126	1700	144	2800	162	4750
91	615	109	1030	127	1750	145	2900	163	4875
92	630	110	1060	128	1800	146	3000	164	5000
93	650	111	1090	129	1850	147	3075	165	5150
94	670	112	1120	130	1900	148	3150	166	5300
95	690	113	1150	131	1950	149	3250	167	5450
96	710	114	1180	132	2000	150	3350	168	5600
97	730	115	1215	133	2060	151	3450	169	5800
98	750	116	1250	134	2120	152	3550	170	6000
99	775	117	1285	135	2180	153	3650	171	6150
100	800	118	1320	136	2240	154	3750	172	6300
101	825	119	1360	137	2300	155	3875	173	6500
102	850	120	1400	138	2360	156	4000	174	6700
103	875	121	1450	139	2430	157	4125	175	6900
104	900	122	1500	140	2500	158	4250	176	7100
105	925	123	1550	141	2575	159	4375	177	7300
106	950	124	1600	142	2650	160	4500	178	7500
107	975	125	1650	143	2725	161	4625	179	7750

Скоростные категории							
Обозначение	*F*	*G*	*J*	*K*	*L*	*M*	*N*
Базовая скорость, км/ч	80	90	100	110	120	130	140

Примечание. При неполной загрузке шины ее базовая скорость может быть на величину до 20 км/ч меньше максимальной скорости конкретного грузового автомобиля.

По соотношению профиля $H/B \approx 0{,}95$ эти шины соответствуют исполнению «супербаллон» для легковых автомобилей.

Две шины для грузового автомобиля одинаковой размерности, но различной конструкции (радиальная и диагональная) примерно равны по грузоподъемности и цене; незначительные различия между ними могут быть лишь в размерах и давлении воздуха. Подробности приводятся в справочниках по шинам.

Предельная скорость и грузоподъемность шины находятся в прямой зависимости. Поэтому с 1976 г. была введена так называемая базовая скорость v_R, грузоподъемность при которой составляет 100 %, т. е. соответствует данным, указанным в справочниках. Для диагональных и радиальных шин шириной 8,25—12 дюймов допускается $v_R < 100$ км/ч; такие шины имеют в обозначении букву *J* (см. п. 5.2.4). Если конструкцией или условиями приме-



Рис. 5.40. Радиальные шины фирмы «Данлоп» с поясом и каркасом из стального корда: слева дорожная шина «SP311», справа — «SP811». Последняя особенно подходит для эксплуатации в смешанных дорожных условиях с преимущественной долей дорог с твердым покрытием

нения обусловлена меньшая скорость, то нагрузку на шину можно увеличить (см. табл. 5.18—5.20).

Если шина для грузового автомобиля имеет норму слойности 20 и более или ширину 13 дюймов и более, то не должна превышаться скорость $v_R = 80$ км/ч (буква *F*).

Другая картина наблюдается в отношении узких радиальных шин для грузовых автомобилей с 10 *PR* или 12 *PR*. Индекс скорости «*L*», имеющийся в обозначении шин размеров от 7.00 *R* 16 «*L*» до 7.50 *R* 20 «*L*» указывает на то, что допускается $v_R = 120$ км/ч. Данные по грузоподъемности, приводимые в справочниках, по шинам с буквой «*L*» относятся к этой скорости.

Шина для грузовиков 7.00 *R* 16/12 *PR* «*L*» при давлении 0,6 МПа может выдержать массу 1285 кг; эту шину раньше можно было спутать с шиной для легких грузовых автомобилей 7.00 *R* 16 С 10 *PR*, которая при 0,525 МПа допускает массу лишь 1150 кг, но также может быть использована для скоростей до 120 км/ч. Сегодняшнее обязательное обозначение различает эти шины по индексу грузоподъемности: 7.00 *R* 16 117/116 *L* и 7.00 *R* 16 113/112 *L*.

Развитие радиальных шин для грузовых автомобилей идет в том же направлении, что и для легковых: уменьшение относительной высоты профиля (рис. 5.40); такие конструкции с $H/B \approx$ $\approx$ 0,80, 0,70 или 0,65 при том же наружном диаметре (но большей ширине) допускают увеличение допустимой массы в среднем на 25—30 % по сравнению с прежними шинами, имевшими $H/B \approx$ $\approx$ 0,95. Эти шины обозначаются шириной в дюймах — с окончанием чаще всего на целое число или на 0,5 — с последующим указанием соотношения H/B в процентах. Число *PR*, как правило, не указывается, так как из экономических соображений в каждом

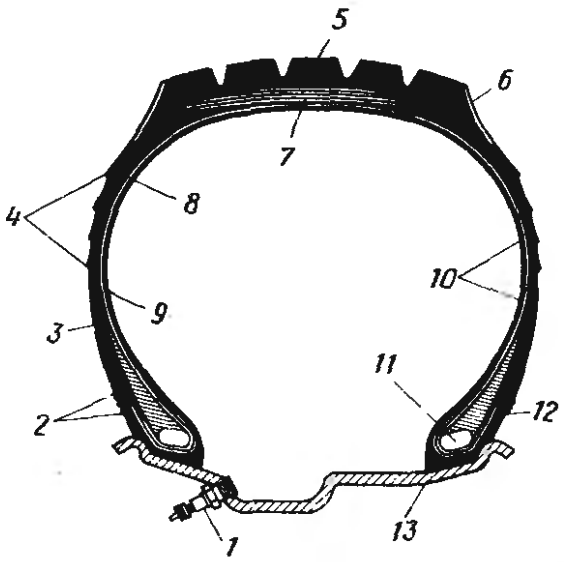


Рис. 5.41. Бескамерная шина для грузовых автомобилей на ободе с крутыми полками (15°); каркас и пояс из стального корда:

1 — вентиль металлический; *2* — монтажный поясок; *3* — боковина; *4* — защитный поясок; *5* — протектор; *6* — заплечик; *7* — пояс из стального корда; *8* — каркас из стального корда; *9* — внутренний слой; *10* — зона деформации; *11* — бортовое кольцо; *12* — борт; *13* — обод с крутыми полками

размере выпускается только одно исполнение. В продаже имеются: 12/80 *R* 20, 13/80 *R* 20 и 14/80 *R* 20.

За исключением шины 14/80 *R* 20 (на ободе 10.00 *V*-20 с вентильным отверстием) шины, приведенные в ДИН 7805, используются, как правило, с камерами. Трудности герметизации применяемых для этих шин разборных ободов со скошенными на 5° полками и вентильным отверстием (см. рис. 5.52—5.53) и более сложный монтаж затрудняют установку бескамерных шин. Чтобы преимущества последних — большую надежность, большую безопасность движения (воздух не выходит мгновенно), меньший нагрев, меньшую массу и возможность автоматизированного монтажа шин — можно было использовать и на грузовых автомобилях, специалисты шинной и колесной промышленности разработали совместно цельный глубокий обод, гарантирующий безупречное уплотнение и простую сборку. Эти обода с крутыми полками имеют угол наклона полки 15° вместо обычных 5° (рис. 5.41, см. также рис. 5.50—5.51). Чтобы получить больше места для размещения тормоза и использовать шины плоского профиля, был выбран бо́льший диаметр обода d_1. Обода с таким контуром полки и закраины имеют диаметр в дюймах, оканчивающийся на 0,5. Предусмотрены следующие размеры:

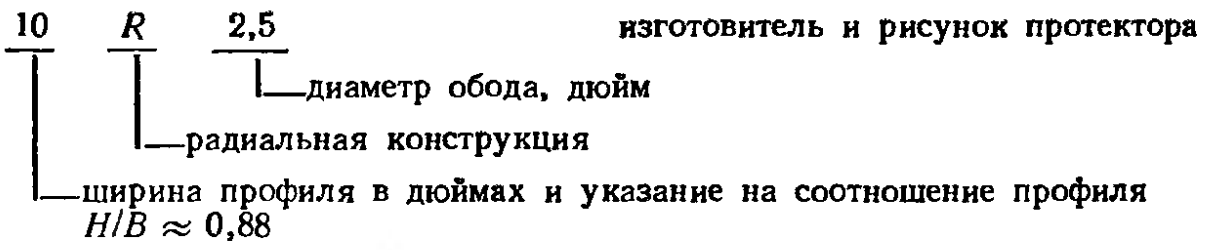
17,5 с d_1 = 444,5 мм для замены 16;

19,5 с d_1 = 495,3 мм для замены 18;

22,5 с d_1 = 571,5 мм для замены 20.

Однако обода с крутыми полками и соответствующими шинами могут быть установлены взамен обычных ободов с косыми полками (и соответствующими шинами) только тогда, когда это допустимо заводом—изготовителем автомобиля; в противном случае «Общее разрешение на эксплуатацию» и страховые обязательства теряют свою силу.

Бескамерные шины, применяемые на ободах с крутыми полками, имеют обычно $H/B \approx 0{,}88$. Ширина (в пределах от 8 до 18 дюймов) здесь также обозначается целым числом или окончанием на 0,5; *PR* не указывается:



Шины этой новой серии имеют такой наружный диаметр и грузоподъемность, что они могут заменить обычные шины исполнения «*Super*» на ободах 16 и 20 дюймов. Таким образом, взаимозаменяемыми являются:

8 *R* 17,5 «*L*» и 7.00 *R* 16/12 *PR*;
8,5 *R* 17,5 «*L*» и 7.50 *R* 16/12 *PR*;
10 *R* 17,5 и 8.25 *R* 16/14 *PR*;
8 *R* 22,5 «*L*» и 7.50 *R* 20/12 *PR*;
9 *R* 22,5 и 8.25 *R* 20/14 *PR*;
10 *R* 22,5 и 9.00 *R* 20/14 *PR*; и т. д.

Развитие бескамерных шин для грузовых автомобилей (так же, как и для легковых) идет в направлении уменьшения высоты профиля. Тогда в обозначении появляется соотношение профиля *H*/*B* в процентах. В продаже имеются следующие шины серии «70», у которых ширина приводится в дюймах:

10/70 *R* 22,5 140/137 *J*, 11/70 *R* 22,5 146/143 *J*,
12/70 *R* 22,5 149/145 *J*, 13/70 *R* 22,5 154/149 *J*

и шина с указанием ширины в миллиметрах

315/70 *R* 22,5 149/145 *J*.

Базовая скорость для всех вышеназванных шин составляет 100 км/ч (о чем свидетельствует буква *J* в конце обозначения). Допускаются также шины, имеющие v_R = 110, 120 и 130 км/ч; они обозначаются соответственно буквами *K*, *L*, *M*. Исключение составляет шина 12/80 *R* 22,5 146/143 *M*, для которой с самого начала была установлена скорость v_R = 130 км/ч. Шины, обозначенные буквой *J*, без изменения нагрузки допускают скорость движения до 105 км/ч, а при 88 %-ной нагрузке — до 120 км/ч. При обозначении буквой *K* тоже возможна такая скорость, но допустимая грузоподъемность уменьшается только до 93 % (аналогично шинам, указанным в табл. 5.18).

Все рассмотренные выше шины для грузовых автомобилей могут применяться как при одинарной, так и при сдвоенной установке. Чтобы уменьшить габариты по ширине и получить при этом грузоподъемность двух шин, были разработаны бескамерные широкие шины радиальной конструкции, которые при одинарной установке и давлении 0,85 МПа воспринимают массу 4,1—5,6 т (обод см. на рис. 5.51):

15 *R* 22,5 157 *J* и 18 *R* 22,5 168 *J*.

При увеличенной примерно на 10 % длине развертки (3150 мм вместо 3200 мм) последняя из приведенных шин имеет даже бо́льшую грузоподъемность, чем две шины 11 *R* 22,5 или 10.00 *R* 20/16 *PR*; последние имеют суммарную грузоподъемность 5,45 т.

Размеры и грузоподъемность всех названных в этом разделе шин для грузовых автомобилей приводятся в справочниках; то же самое касается давления воздуха и применяемых ободов.

5.4. КОЛЕСА

5.4.1. Обода, общие вопросы

Профиль обода регламентируется Комитетом стандартов по резиновой технике или Экономическим союзом германской резиновой промышленности, а также Комитетом стандартов по автомобильной технике. Такое сотрудничество обеспечивает в значительной мере согласование с нормами Технической организации европейских производителей шин и колес (см. п. 5.0). Обода различаются по допустимой нагрузке, по возможной максимальной скорости движения автомобиля и по тому, будет ли на них смонтирована шина с камерой или бескамерная. Кроме того, может еще играть роль конструкция монтируемой шины — диагональная или радиальная. Как показано на рис. 5.42, собственно обод состоит из следующих элементов:

закраин, представляющих собой боковые упоры для бортов шины, расстояние между закраинами есть ширина профиля обода *a*;

полок, представляющих собой посадочные места бортов шин, наклоненных, как правило, на ($5 \pm 1°$) к середине (в исполнении с крутыми полками ($15 \pm 1°$)) и осуществляющих передачу сил в окружном направлении;

ручья, который для осуществления монтажа шины может быть выполнен глубоким.

В обозначении обода приводится его ширина и диаметр: через косой крест (×), если монтаж шины может осуществляться с использованием глубокого ручья (глубокий обод), или через тире в случае плоского обода. Цифры указывают размеры в дюймах. Буквы между цифрами указывают на различную форму закраины и связанное с этим

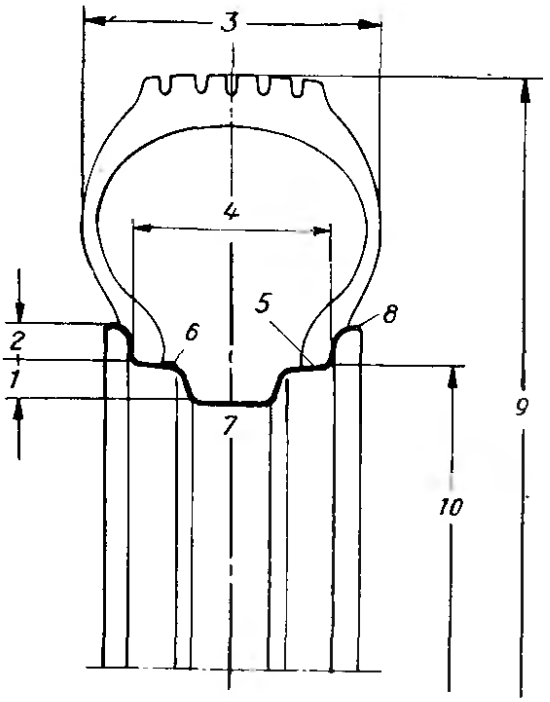


Рис. 5.42. Основные размеры обода и шины:
1 — глубина ручья; *2* — высота закраины; *3* — ширина профиля шины; *4* — ширина профиля обода; *5* — полка; *6* — подкат; *7* — ручей; *8* — закраина; *9* — наружный диаметр; *10* — диаметр обода (посадочный диаметр)

различное исполнение полок и ручья. Все профили с наклоном полок 5° в диапазоне от 10 до 24 дюймов имеют диаметр с окончанием на целое число, а с наклоном 15° — с окончанием на 0,5 (см. п. 5.3.9).

5.4.2. Обода для легковых, комбинированных и развозных автомобилей

Для указанных типов автомобилей предусмотрены исключительно глубокие обода. Размеры самых малых ободов, пригодных и для мотороллеров, диаметром 10 и 12 дюймов и шириной до 5,5 дюймов приводится в стандарте ДИН 7824. Обозначение такого обода, предназначенного, например, для шины 145 *SR* 12: глубокий обод 4.00× 12 ДИН 7824. Примененная на этом ободе закраина высотой $b = 14$ мм обозначается буквой *B*:

4.00 *B*×12.

В приложении к ДИН 7818 приведены дополнительно размеры ободов для автомобиля «Форд-фиеста» с закраной *C* ($b = 15{,}9$ мм): 4.00, 4.50 или 5.00 *C*× 12.

За исключением некоторых зарубежных легковых автомобилей и западногерманского автомобиля «Фиеста», в настоящее время почти исключительно применяются обода диаметром 13, 14 и 15 дюймов.

Бо́льшие колеса дают бо́льший дорожный просвет и позволяют лучше разместить тормоза (см. табл. 5.12). Лист 1 стандарта ДИН 7817 содержит применяемые контуры закраин и их различную высоту, а также ширину полки, размеры ручья и допустимые радиальные и боковые биения (рис. 5.43, табл. 5.25). В ФРГ почти исключительно применяются обода с закраной *J* высотой 17,3 мм, существуют еще обода с закраной *K*, имеющей несколько бо́льшую высоту (19,6 мм) и требующей чуть большей глубины монтажного ручья. Последняя форма, а также дополнительная *JK* (18 мм) являются устаревающими и не должны применяться для новых конструкций легковых автомобилей.

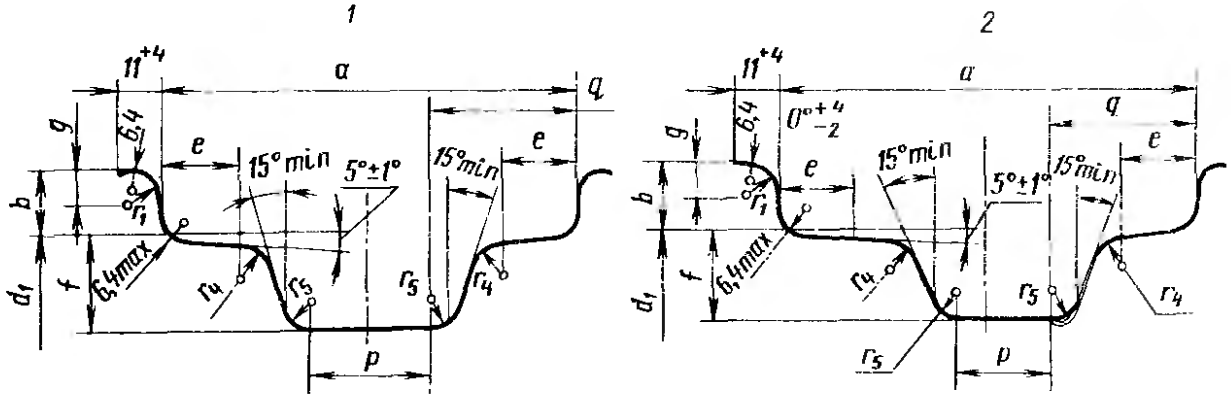


Рис. 5.43. Размеры контуров обода для легковых автомобилей и легких грузовых автомобилей с формой закраины J, JK и K (по стандарту ДИН 7817):
1 — симметричный глубокий обод; *2* — асимметричный глубокий обод

5.25. Значения размеров, показанных на рис. 5.43, мм

Ширина профиля и форма закраины	Ширина профиля $a \pm 1$	Высота закраины $b^{+1,2}_{-0,4}$	e [1] min	l min	g	p min	q max	r_1	r_2 min	r_4
$3^1/_2$ J	88,9	17,3	15,8	17,8	9,7	19	45	9,7	8	5,1
4 J	101,6									
$4^1/_2$ J	114,3									
5 J	127,0									
$5^1/_2$ J	139,7									
6 J	152,4									
$6^1/_2$ J	165,1		19,8 [2]			22				6,4
7 J	177,8									
$7^1/_2$ J	190,5									
8 J	203,2									
$8^1/_2$ J	215,9									
5 JK [3]	127,0	18,0			8,9			8,9		
5 $^1/_2$ JK [3]	139,7									
$4^1/_2$ K [4]	114,3	19,6		20,3	10,3			10,7	9,5	
$5^1/_2$ K [4]	139,7									
$6^1/_2$ K [4]	165,1									

Примечание. Значения для d_1 на рис. 5.43 см. в табл. 5.26.

[2] Для шин «C» для легких грузовых автомобилей $e = 22^{+1}$ мм.

[3] Форму закраины JK не применять для новых конструкций.

[4] Форма закранны K предназначена только для шин C. Вентильное отверстие в боковой стенке ручья имеет диаметр $11{,}3^{+0,4}$ мм в ободах до 14 дюймов и $15{,}7^{+0,4}$ прн бо́льшнх размерах. Допустимое биение на готовых колесах ие более 1,25 мм: радиальное — на середине высоты закранны. Допустимый статическнй дисбаланс $U = 7$ г·м. Симметричиый обод обозначается дополнительной буквой S, напрнмер, 5 $J \times 13$ ДИН 7817—S, более употребительный асимметричный обод особо не обозначен.

5.26. Диаметр и ширина профиля обода в дюймах, нормированные стандартом ДИН 7817 для шин легковых автомобилей и легких грузовых автомобилей

Ширина профиля и закраина обода	Диаметр обода, дюйм				Ширина профиля и закраина обода	Диаметр обода, дюйм			
	12	13	14	15		12	13	14	15
	Теоретический диаметр d_1, мм					Теоретический диаметр d_1, мм			
	304,0	329,4	354,8	380,2		304,0	329,4	354,8	380,2
$3^1/_2$ *J*		×	×	×	$7^1/_2$ *J*			×	×
4 *J*		×	×	×	8 *J*			×	×
$4^1/_2$ *J*	×	×	×	×	$8^1/_2$ *J*			×	×
5 *J*	×	×	×	×	5 *JK* [1]		×	×	
$5^1/_2$ *J*	×	×	×	×	$5^1/_2$ *JK* [1]		×		
6 *J*		×	×	×	$4^1/_2$ *K* [2]		×		×
$6^1/_2$ *J*		×	×	×	$5^1/_2$ *K* [2]				×
7 *J*		×	×	×	$6^1/_2$ *K* [2]				×

Примечания. 1. Нормнрованы только обозначенные размеры.
2. Форму закраины *JK* не прнменять для новых конструкций.
Форму закраины *K* не прнменять для легковых автомобнлей.

Ручей обода может быть расположен симметрично относительно центральной плоскости вращения — как показано слева вверху на рис. 5.43 — или со смещением к наружной стороне.

Показанный справа асимметричный обод позволяет иметь больше места для размещения тормоза и поэтому находит преимущественное применение. Кроме того, в ДИН 7817 приводится таблица соответствия ширины профиля обода (в диапазоне от 3 1/2 до 6 1/2 дюймов) различным диаметрам (табл. 5.26). Обозначение симметричного обода шириной 5 дюймов, с закраиной *J*, диаметром 13 дюймов выглядит следующим образом: глубокий обод 5*J*×13 *DIN* 7871—*S*. Асимметричный вариант не имеет дополнительного буквенного обозначения.

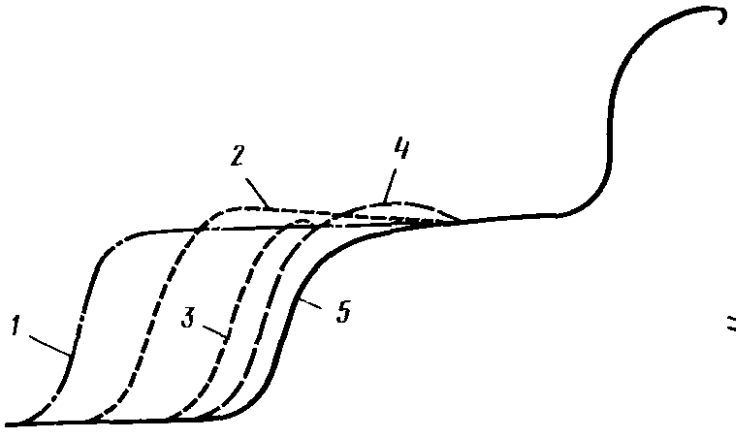


Рис. 5.44. Безопасные контуры ободов для легковых автомобилей и легких грузовиков:
1 — специальный обод; *2* — обратный наклон; *3* — плоский подкат; *4* — подкат; *5* — нормальный (обычный) обод

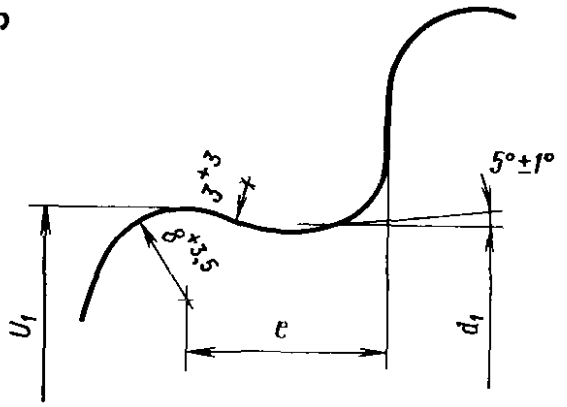


Рис. 5.45. Размеры контура с подкатом

На более старых колесах можно еще найти конечную букву *A*, которая до 1976 г. указывала на симметричное положение ручья, или букву *B*, обозначавшую асимметричный обод.

Теперь в европейском и американском обозначениях положение ручья указывается одинаково, но в последнем вначале указывается диаметр обода: 13×5 *J—S* (симметричный вариант). В будущем такое обозначение должно быть введено и в Европе.

В ФРГ в настоящее время почти все производители легковых автомобилей устанавливают бескамерные радиальные шины; законодательство требует в таких случаях применения безопасного контура полок обода для предотвращения мгновенного выхода воздуха при движении на повороте и пониженном давлении. Применяются четыре различных контура (рис. 5.44):

подкат (*Hump*, обозначение *H*, раньше *H1*),
плоский подкат (*Flat—Hump*, обозначение *FH*, раньше *FHA*),
специальный обод (*Special—Ledge*, обозначение *SL*) и
обратный наклон (*Contre Pente*, обозначение *CP*).

В стандарте ДИН 7817 (лист 2 и 3) установлены размеры первых двух названных вариантов. Подкат представляет собой проходящий по окружности выступ: закругленный — в варианте *H* (рис. 5.45, табл. 5.27) и с относительно острой кромкой в направлении борта шины — в варианте *FH* (рис. 5.46, табл. 5.28). Преи-

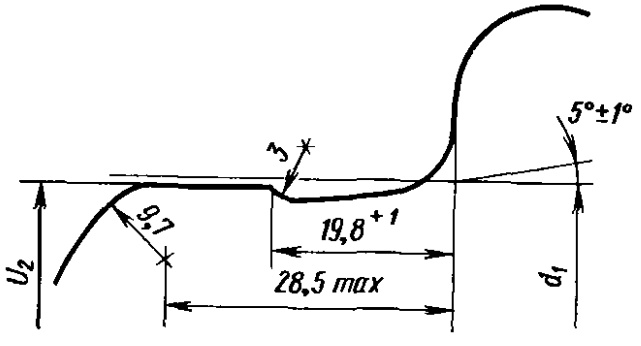


Рис. 5.46. Размеры контура с плоским подкатом, применяемого преимущественно на наружной полке обода

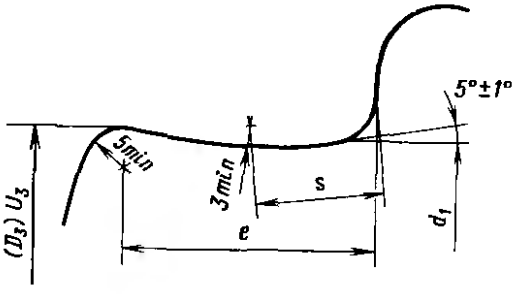


Рис. 5.47. Размеры контура с обратным наклоном

5.27. Значения размеров, показанных на рис. 5.45

Диаметр обода, дюйм	U_1, мм	e, мм
12	957,6	18
13	1037,0	19,8
14	1116,8	19,8
15	1196,6	19,8
16	1276,4	19,8

Примечание. В обозначении обода H или H_1 означает наличие подката только на наружной полке, H_2 — на обеих. Длина окружности подката U_1 имеет по ДИН 7817 допуск 3 мм, а размер e для легковых автомобилей ±1 мм. Обода под шины «С» для легких грузовых автомобилей имеют увеличенный размер $e = 22^{+1}$ мм. На внутренней полке может быть применен подкат с длиной окружности U_2 (см. табл. 5.28).

5.28. Значения размеров, показанных на рис. 5.46

Диаметр обода, дюйм	U_2, мм
12	—
13	1034,8
14	1114,6
15	1194,4
16	1274,2

Примечание. Диаметр окружности подката U_2 имеет по ДИН 7817 допуск 3 мм.

муществом обоих этих контуров является надежная посадка борта между подкатом и закраиной обода. Расположение таких элементов на наружной и внутренней полках предотвращает соскакивание бортов в ручей при потере воздуха и малой скорости движения, что могло бы привести к заносу автомобиля. Неприятным свойством ободов с подкатом является более трудный демонтаж шин в случае их повреждения, что, однако, редко требуется в случае установки на автомобиле бескамерных шин.

5.29. Значения размеров, показанных на рис. 5.47

Диаметр обода, дюйм	U_3, мм	d_3, мм	Ширина профиля, дюйм	s, мм	e при $CP1$, мм
13	1036,0± ±1,2	329,8	4	12,5± ±0,5	27±1
14	1115,8± ±1,2	355,2	$4^1/_2$	12,5± ±0,5	30±1
15	1195,7± ±1,2	380,6	5—6	16±1	32,5± ±1

Примечание. Размеры e и s установлены только для определенной ширины профиля обода a, длина окружности U_3 зависит от диаметра обода d_1. Двустороннее применение этого контура — $CP2$ — известно только для обода $5^1/_2$ дюйма, там размер e равен 24,5 мм.

Следующий из названных контур — специальный обод — имеет цилиндр, примыкающий к полке, имеющей уклон 5°; этот цилиндр хотя и допускает отжатие борта от закраины обода, однако затрудняет мгновенную потерю воздуха. Недостатком при таком контуре является пониженная безопасность, а кроме того, бóльшая ширина полки снаружи, в то время как по условиям размещения тормозов она была бы нужна с внутренней стороны колеса. Относительно новая разработка (пришед-

5.30. Обозначение различных безопасных контуров обода (выдержка из справочника фирмы «Кронпринц»)

Название контура обода	Тип безопасного контура полки		Буква обозначения
	на наружной стороне	на внутренней стороне	
Односторонний подкат	Подкат	Нормальный [3]	*H*
Двусторонний подкат	Подкат	Подкат	*H2*
Односторонний плоский подкат	Плоский подкат	Нормальный [3]	*FH* [1]
Двусторонний плоский подкат	Плоский подкат	Плоский подкат	*FH* [1]
Комбинированный подкат	Плоский подкат	Подкат	*CH* [2]

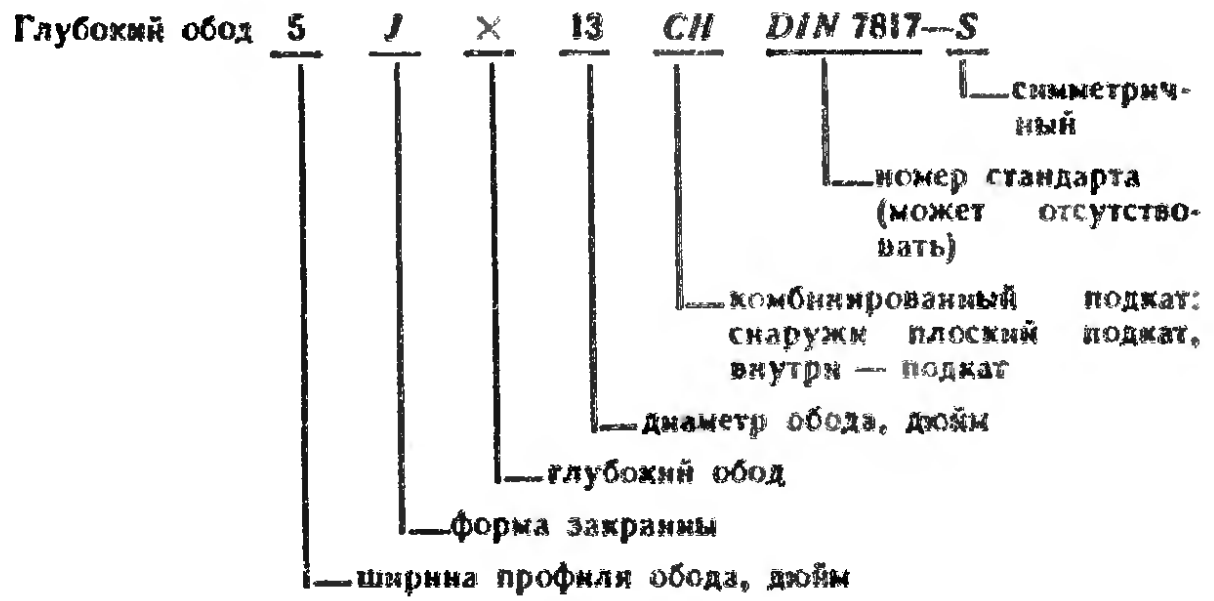
[1] Вместо букв *FH* допустимо прежнее обозначение *FHA*.
[2] Вместо букв *CH* допустимо прежнее обозначение *FHA—H*.
[3] «Нормальный» означает отсутствие безопасного контура.

шая из Франции), предназначенная только для ободов легковых автомобилей — контур «обратный наклон», кратко обозначаемый *CP* (рис. 5.47, табл. 5.29). При ширине обода 4—6 дюймов предусматривается одностороннее применение этого контура (*CP1*), за исключением обода 5 1/2 дюйма, где он применяется с двух сторон (*CP2*).

На большинстве западногерманских автомобилей в течение нескольких лет применяют обода с безопасным контуром полок с обеих сторон: это или двусторонний подкат, или плоский подкат снаружи и круглый подкат с внутренней стороны. Желаемый контур должен быть указан в обозначении обода, в табл. 5.30 представлены возможные комбинации и краткие обозначения, которые должны быть приведены после диаметра обода:



Рис. 5.48. Контур обода, разработанный фирмой «Мишлен» для шин TRX, с посадочным диаметром 340, 365, 390 и 415 мм, с плоским подкатом на наружной полке и круглым — на внутренней



Вместо обозначения *CH*, пришедшего из США, раньше применялось обозначение той же комбинации: *FHA—H* или *FH—H*, а вместо ранее применявшейся в конце обозначения буквы *A* теперь ставится буква *S*.

Такие же элементы — плоский подкат снаружи и круглый внутри — имеет контур обода, специально разработанного для шин *TRX* фирмы «Мишлен» (рис. 5.48). Чтобы обеспечить равномерное распределение напряжений в боковых стенках и бортах шин серий «55» и «65», монтируемых на эти обода, и получить в результате лучшую плавность хода (см. рис. 5.33), закраины обода выполнены более плоскими и с бо́льшим наклоном.

5.4.3. Обода для легких грузовых автомобилей и прицепов к ним

Приведенные в ДИН 7804 шины «*C*» диагональной и радиальной конструкции с посадочным диаметром 13, 14 и 15 дюймов (см. табл. 5.17 и 5.21) применяются преимущественно в бескамерном исполнении и монтируются на глубокие обода с закраинами *J* или *K*. Их профили можно найти в табл. 5.25—5.26 и на рис. 5.43, сами обода имеют бо́льшую толщину стенок, а при ширине профиля 13 дюймов и более — уширенные полки ($e = 22^{+1}$ мм вместо $19{,}8^{+1}$ мм). Эти усиленные варианты называются «*Light Truck*» (для легких грузовиков), обозначаются дополнительными буквами *LT* и нередко имеют безопасные полки (с одной или обеих сторон): глубокий обод 5 1/2 *J*×14 *H* — *DIN* 7817.

Приведенный пример обозначения относится к асимметричному варианту с наружным круглым подкатом.

Для шин «*C*» с большим посадочным диаметром предусмотрены глубокие обода по ДИН 7818 с формой закраины *E* и *F* (*e* равно 19,8 и 22,2 мм соответственно); на них могут монтироваться как бескамерные, так и камерные шины. Посадочный диаметр ободов нормированных размеров 4.50 E×16, 5.00 *F*×16, 5.50 *F*×16,

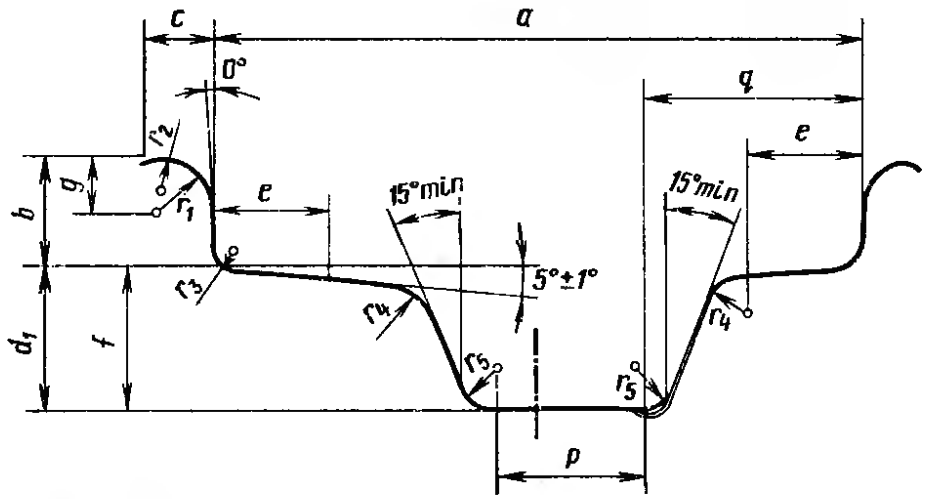


Рис. 5.49. Размеры контура обода по ДИН 7818 для легких грузовиков. Изображен асимметричный обод, не требующий специального обозначения; симметричный вариант имеет дополнительную букву «S»

5.00 $F \times 18$ и 5.50 $F \times 18$ составляет $d_1 = 405{,}6$ мм (для 16 дюймов) и $d_1 = 460{,}6$ мм (для 18 дюймов).

В соответствии с ДИН 7817 при симметрично расположенном ручье к обозначению добавляется еще буква S, асимметричный вариант, показанный на рис. 5.49 (табл. 5.31) не имеет дополнительного обозначения; таким образом, обозначение будет выглядеть например, так: глубокий обод 4.50 $E \times 16$ *DIN* 7817.

5.31. Значения размеров, приведенных на рис. 5.49, мм

Ширина профиля и обозначение закраины	Ширина профиля $a \pm 1{,}5$	Высота закраины $b^{+1{,}2}_{-0{,}4}$	Ширина закраины		e min	f min	g	p min	q max	r_1	r_2	r_3 max	r_4 min	r_5
			c	дополнительное отклонение										
4.00 *E*	101,6	19,8	12,4	+4,1	18	19	13,6	22	54	14,2	8,6	6,4	6	10
4.50 *E*	114,3			0		24,4								
5.00 *F*	127,0	22,2	12,9	+2,3	23,9	27,6	14,5	25,4		15,6	9,7			
5.50 *F*	139,7			0		—								
6.00 *F*	152,4					28,6								

Примечание. Буквы, обозначающие размеры, совпадают с указанными на рис. 5.43, за исключением c, r_2 и r_3. Вентильное отверстие имеет диаметр $15{,}7^{+0{,}4}$ мм. Радиальное и боковое биение на ободах шириной до 4,50 дюймов — до 1,5 мм, на ободах шириной 5,00 дюймов и более — до 2 мм. Допустимый дисбаланс ободов ∅ 16 дюймов не более 7,5 г·м, ободов ∅ 18 дюймов — не более 12 г·м.

Жесткие боковые стенки шин повышенной грузоподъемности зачастую не позволяют осуществить монтаж их с использованием глубокого ручья. Поэтому применяются разборные полуглубокие обода по ДИН 7826 с формой закраины *G* и *F*. Требуемая для бескамерных шин герметичность достигается на этих ободах ценой больших затрат (см. рис. 5.52). В обозначении таких ободов указывается форма закраины и добавляются буквы *SDC* — сокращение от американского термина «*semi drop center*», получившего международное распространение: полуглубокий обод 6.50 *H* — 16 *SDC DIN* 7826.

Остальные подробности можно найти в техническом справочнике фирмы «Кронпринц» (Золинген), в каталоге колес фирмы «Леммерц» (Кёнигсвинтэр), либо в одном из справочников.

5.4.4. Обода для грузовых автомобилей и прицепов к ним

Чтобы можно было использовать преимущества бескамерных шин и на более тяжелых автомобилях, промышленность, изготовляющая дисковые колеса, разработала так называемые обода с с крутыми полками, имеющие глубокий ручей и наклон полок 15° (вместо 5° на легковых автомобилях). Соответствующие размеры профиля (рис. 5.50 и табл. 5.32) установлены стандартом ДИН 78022 (Часть 1) и действительны для вновь разработанных радиальных шин от 8*R*17,5 до 13 *R* 22,5 (см. п. 5.3.9). Уменьшенное до $H/B \approx 0{,}88$ соотношение профиля и более мягкие боковые стенки позволяют осуществить монтаж таких шин грузоподъемностью до 3750 кг (при 0,85 МПа).

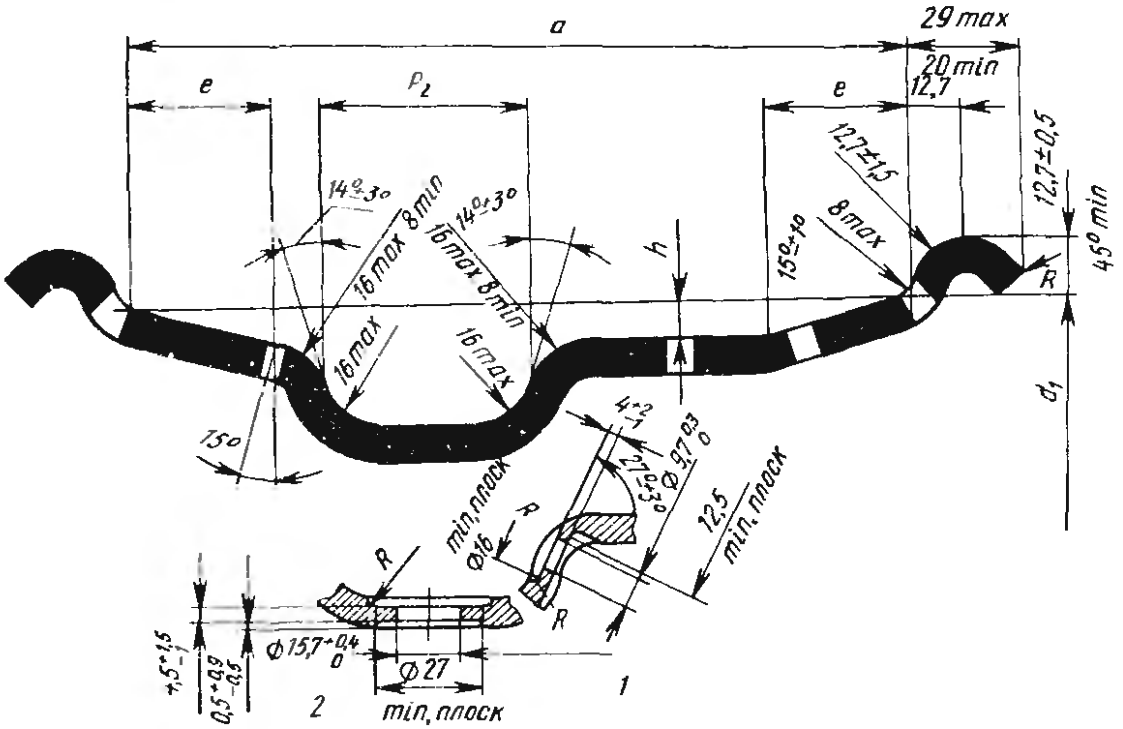


Рис. 5.50. Обод с крутыми полками — относительно новая разработка под бескамерную радиальную шину для грузовых автомобилей — с монтажным глубоким ручьем и наклоном полок 15°. Контур и размеры обода — по стандарту ДИН 78022 часть 1:

1 — вариант *A*; *2* — вариант *B*

5.32. Значения размеров, показанных на рис. 5.50, мм

Размер обода		Ширина профиля $a \pm 3{,}2$	e min	p_2 min	f min	r_4		h min
Обозначение ширины профиля	Обозначение диаметра					min	max	
5,25	17,5	133,4	25	36	24	8	16	7
	19,5				27			
	22,5			40	30			
6,00	17,5	152,4	25	43	24	8	16	9
	19,5 22,5		30		27 30			
6,75	17,5	171,5	25	43	24	8	20	9,5
	19,5 22,5		32	46	27 30			
7,50	17,5	190,5	26	46	24	8	20	10
	19,5 22,5		34	53	27 30			
8,25	19,5 22,5	209,6	36	60	27 30	8	20	10
9,00	19,5 22,5	228,6	36	60	27 30	8	20	10,5

Примечание. Вентильное отверстие может располагаться в боковой стенке ручья (вариант *A*, $\varnothing$ $9{,}7^{+0{,}3}$ мм) или в постели ручья (вариант *B*, $\varnothing$ $15{,}7^{+0{,}4}$ мм). На готовых колесах радиальное и боковое биение не более 2 мм.

Радиальные шины для грузовых автомобилей с еще более плоским сечением $H/B \approx 0{,}80$ и 0,70 требуют, в частности, применения более широких ободов; профили разработанных для этого широких ободов с крутыми полками 13.00×19,5, 14.00×19,5, 11.75×22,5. 13.00×22,5 и 14.00×22,5 регламентированы Директивой 22 (Лист 2) Экономического союза резиновой промышленности ФРГ (рис. 5.51). Обозначение такого обода (как и обозначение соответствующей ему шины) оканчивается на 0,5, что служит признаком отклонения от нормы — наклона полок 15°. Если монтажный ручей смещен к внутренней стороне обода, то фирма «Кронпринц» предусматривает с наружной стороны безопасный контур «специальный обод» (см. рис. 5.44). Без этого контура обозначение обода с шириной профиля 6,75 дюймов и диаметром 22,5

дюймов было бы таким: обод с крутыми полками *DIN* 78022 — 6.75×22,5 или 22,5×6.75.

Так как здесь используется только одна форма закраины обода, то нет необходимости ее указывать. В связи с монтажом бескамерных шин особое внимание должно быть уделено герметичности обода.

Приведенные в ДИН 7805 шины для грузовых автомобилей размеров от 7.00 *R* 16/12 *PR* до 14.00 — 24/22 *PR* радиальной и диагональной конструкций используются преимущественно с камерами; для возможности их монтажа обода выполняются разборными, причем разъем может быть расположен как перпендикулярно к плоскости вращения колеса, так и параллельно ей. На рис. 5.52 и 5.53 показаны различные конструкции ободов фирмы «Кронпринц» с продольным разъемом. При одинаковом основном ободе в одном случае бортовое кольцо выполнено в виде закраины, а замочное кольцо — разрезное (конструкция из трех деталей, на рисунке — вверху), в другом — бортовое и замочное кольцо выполнены как одно целое, с прорезью (конструкция их двух деталей). На рис. 5.52 внизу показан третий возможный вариант: с бортовым уплотнением колец посредством резиновой вставки для возможности использования бескамерных шин. Размеры профиля ободов с крутыми полками ∅ 15, 20, 22 и 24 дюймов регламентированы стандартом ДИН7820 и Директивой 28 Экономического союза германской резиновой промышленности (рис. 5.54 и табл. 5.33). При отсутствии монтажного ручья наклон полок составляет 5°. Каждой ширине профиля обода соответствует только одна форма закраины, которая не приводится в обо-

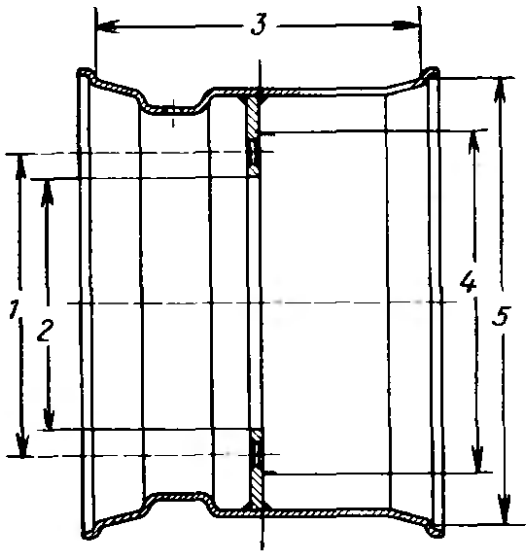


Рис. 5.51. Дисковое колесо из стального листа, с широким ободом, имеющим крутые полки (15°), под бескамерную шину для грузовых автомобилей, с диском, приваренным посередине, изготовления фирмы «Леммерц»:

1 — диаметр расположения крепежных отверстий; *2* — диаметр центрального отверстия; *3* — ширина профиля обода; *4* — диаметр ступицы; *5* — посадочный диаметр обода

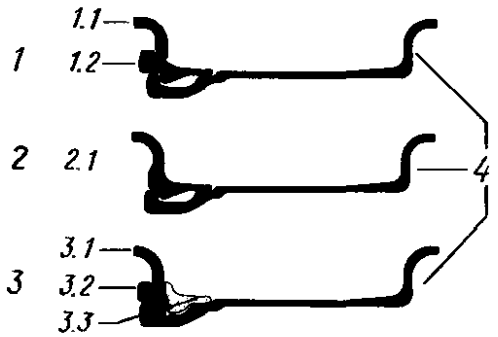


Рис. 5.52. Три различных конструкции универсального обода с косыми полками фирмы «Кронпринц». Для возможности монтажа шины обод выполняется с разъемом в плоскости вращения:

1 — из трех деталей: *1.1* — бортовое кольцо; *1.2* — замочное кольцо; *2* — из двух деталей; *2.1* — комбинированное кольцо (разрезное бортовое кольцо); *3* — для бескамерной шины; *3.1* — бортовое кольцо; *3.2* — замочное узкое кольцо; *3.3* — резиновое уплотнение; *4* — одинаковый основной обод

5.33. Значення размеров, показанных на рис. 5.54, мм

Ширина профиля, диаметр обода, дюйм	d_1	d_2	Ширина профиля a		Размеры закраины				Размеры закраины по желанию изготовителя			
						c				c		
			номинальная	допустимое отклонение	$b \pm 1{,}2$	номинальный	допустимое отклонение	r_1	$b \pm 1$	номинальный	допустимое отклонение	r_1
5,0—20	514,4	508,0	127,0	±2,5	27,9	16,6	+2	14,0			+2	
5,5—20	514,4	508,0	139,7		30,5	17,8		15,2	33,0	19,1		16,5
6,0—15	387,4	381,0	152,4		33,0	19,1		16,5				
6,0—20	514,4	508,0	152,4	±2,5	33,0	19,1	+2	16,5			+2	
6,5—15	387,4	381,0	165,1		35,6	20,4		17,8				
6,5—20	514,4	508,0	165,1		35,6	20,4		17,8	36,8	21,0	+2,5	18,4
7,0—15	387,4	381,0	177,8	±2,5	38,1	21,6	±2,5	19,0			+2,5	
7,0—20	514,4	508,0	177,8		38,1	21,6		19,0	36,8	21,0		18,4
7,5—15	387,4	381,0	190,5	±3	40,6	22,9	+2,5	20,3			+2,5	

Продолжение табл. 5.33

Ширина профиля, диаметр обода, дюйм	d_1	d_2	Ширина профиля a		Размеры закраины				Размеры закраины по желанию изготовителя			
						c				c		
			номинальная	допустимое отклонение	$b \pm 1{,}2$	номинальный	допустимое отклонение	r_1	$b \pm 1$	номинальный	допустимое отклонение	r_1
7,5—20	514,4	508,0	190,5	±3	40,6	22,9	+2,5	20,3	42,0	23,5	+2,5	21,0
8,0—20	514,4	508,0	203,2		43,2	24,2		21,6	42,0	23,5		21,0
8,5—20	514,4	508,0	215,9	±3,5	45,7	25,4	+2,5	22,8			+2,5	
8,5—24	616,0	609,6	215,9		45,7	25,4		22,8				
9,0—20	514,4	508,0	228,6		48,3	26,7		24,1	45,7	25,4		22,8
10,0—20	514,4	508,0	254,0	±5	50,8	28,0	+3	25,4			+2,5	
10,0—22	565,2	558,8	254,0		50,8	28,0		25,4				
10,0—24	616,0	609,6	254,0		50,8	28,0		25,4				

Примечание. Вентильное отверстие ∅ 16 мм расположено в постели обода. У некоторых 20-дюймовых ободов размеры могут отличаться от иормы, применяемые тогда размеры (по желанию изготовителя) приведены дополнительно.

Рис. 5.53. Детали универсального обода с косыми полками фирмы «Кронпринц», а также обозначение, предписанное для грузовых колес:

1 — замочное кольцо для обода из трех деталей; *2* — бортовое кольцо для обода из трех деталей; *3* — комбинированное кольцо для обода из двух деталей; *4* — товарный знак; *5* — номер колеса; *6* — обод. конструкции; *7* — стандарт, по которому выполнены присоединительные размеры; *8* — дата выпуска (месяц и год)

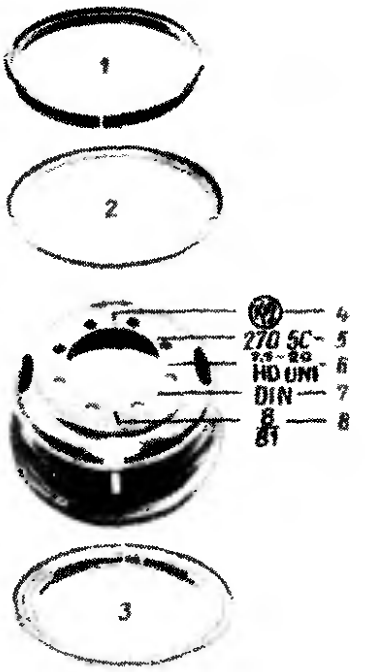
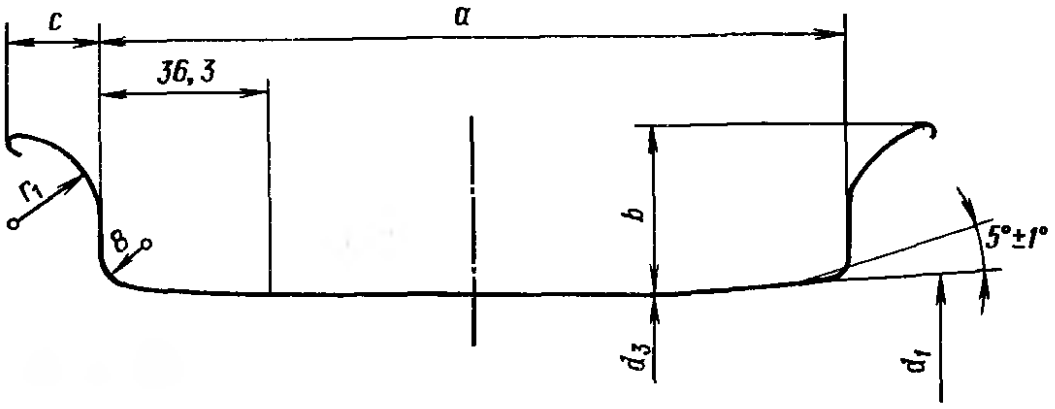


Рис. 5.54. Размеры контура обода с косыми полками ∅ 15, 20, 22 и 24 дюйма для грузовых автомобилей и автобусов (по стандарту ДИН 7820). Для возможности монтажа шины одна закранна должна быть съемной



значенин. При шнрине 8 дюймов, например, обозначение выглядит так: обод с крутыми полками 8.0 — 20 *DIN* 7820. Тире между цнфрами указывает на плоское основанне профиля обода и составную конструкцию (см. также рис. 5.39).

5.4.5. Колеса для легковых автомобилей, легких грузовых автомобилей и прицепов к ним

В настоящее время на велосипедах и некоторых мотоциклах применяется очень давно известная конструкция колеса — колесо с проволочными спицами. На легковых автомобилях ФРГ такие колеса не находят применения из-за высокой стоимости и невозможности нспользования бескамерных шин, ими оборудуются лишь некоторые заграничные спортнвные автомобили для придания им внешнего вида и очень хорошего охлаждения тормозов (рис. 5.55). Спицевое колесо состоит нз обода и ступицы; эти детали соединены между собой проволочными спицами. Для сохранения минимального биения требуется подтяжка спиц через каждые 10—20 тыс. км.

Легковые и развозные автомобили, выпускаемые крупносерийно, уже в течение нескольких десятилетнй оснащаются исклю-



Рис. 5.55. Спицевое колесо английского спортивного автомобиля

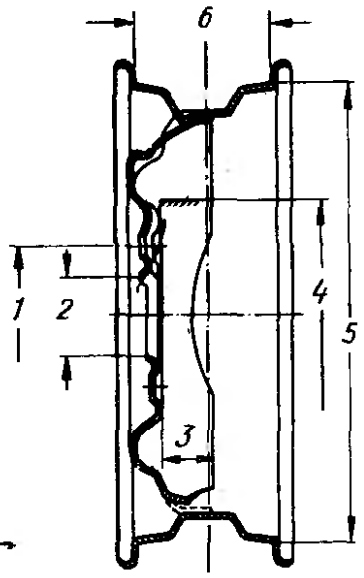


Рис. 5.56. Дисковое колесо из стального листа. Для предотвращения усталостных поломок фланец ступицы должен быть по диаметру больше прилегающей поверхности диска. Вылет колеса *e* непосредственно связан с плечом обкатки R_0 на автомобиле, так что изменение первого влечет за собой уменьшение или увеличение второго:

1 — число и диаметр расположения отверстий; *2* — диаметр центрального отверстия; *3* — вылет колеса; *4* — диаметр фланца; *5* — диаметр обода (посадочный)

чительно дисковыми колесами из стального листа — по соображениям стоимости и безопасности. Эти колеса состоят из обода и приваренного к нему диска (иногда приклепанного), рис. 5.56. В качестве материала для обеих частей применяется лист или полоса, пригодные для холодной обработки давлением, с большим относительным удлинением, обычно изготовляемые из сталей *RSt* 34-3 или *USt*34-2 [4]; толщина металла, в зависимости от нагрузки на колесо, составляет 1,8—4,5 мм для обода и 2,4—5,75 мм для диска. Известны четыре варианта дисковых колес: сплошное (рис. 5.57); с вырезами (рис. 5.58); с отверстиями (рис. 5.59); с ребрами (рис. 5.60).

Первый вариант имеет диск, соединенный с ободом по всей окружности. На колесе с вырезами диск соединяется с ободом на четырех участках. Такое колесо экономичнее в изготовлении, так как обусловливает меньшие отходы при резке, кроме того, оно позволяет лучше охлаждать тормоза. Если для еще большего подвода воздуха или для улучшения внешнего вида дисковое колесо должно иметь окна, то применяют колеса с отверстиями или с ребрами. Колесо, показанное на рис. 5.60, имеет четыре относительно глубоких ребра, которые расходятся лучами между крепежными отверстиями и, будучи окрашены в серебристый цвет с черными промежутками между ними, придают колесу желаемый спортивный вид. С точки зрения технологии дисковое колесо с ребрами сложнее и в большинстве случаев предлагается изготовителями по спецзаказу за дополнительную плату. Чтобы обеспечить требуемые прочностные качества, диск имеет бóльшую толщину, чем аналогичный сплошной диск. Еще лучшего охлаждения тормозов можно достичь за счет направляющих пластин около отверстий в диске (рис. 5.61).

В табл. 5.34 — выдержке из каталога колес фирмы «Кронпринц» — приведены конструкции колес размера 5 $J \times 13$, применяемые различными автомобильными фирмами с указанием размера *e* от центральной плоскости вращения до плоскости прилегания к фланцу ступицы (см. рис. 5.56). Этот размер, называемый

Рис. 5.57. Сплошное колесо из стального листа, с диском, прилегающим к ободу по всей окружности (изготовитель — фирма «Кронпринц»)



Рис. 5.58. Изготовленное из стального листа колесо с прорезями $3\,^1/_2$ J×14 H2 — запасное колесо «Ауди 80». Диск соединен с ободом на четырех участках; вылет 51 мм, масса 5,9 кг (изготовитель — фирма «Кронпринц»)

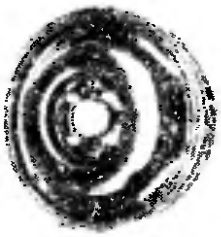


Рис. 5.59. Отверстия в колесе из стального листа улучшают охлаждение тормозов и внешний вид колеса. Здесь показаны также обозначения колеса по ДИН 7829 с товарным знаком (фирма «Кронпринц»), кроме этого, может быть указан еще вылет колеса. При недостатке места указанные штемпели могут быть нанесены с внутренней стороны. Показанное колесо автомобиля «Ауди 100» имеет массу 7,7 кг и вылет 48 мм



Рис. 5.60. Изготовленное из стального листа колесо с ребрами $5\,^1/_2$ J×13 автомобилей «Опель-аскона» и «Опель-манта». Расположенные между крепежными отверстиями ребра в сочетании с серебристо-черным цветовым оформлением создают требуемый внешний вид; декоративный колпак не применяется. Масса 6,3 кг, вылет 37 мм (изготовитель — фирма «Кронпринц»)



Рис. 5.61. Стальное дисковое колесо автомобилей «S» фирмы «Даймлер-Бенц» с направляющими пластинами на внутренней стороне диска (рядом с отверстиями) для улучшения охлаждения тормозов



5.34. Конструкции колес размера 5 J × 13 (выдержка из каталога колес фирмы «Кронпринц»)

Полки обода	Ø центрального отверстия, мм	Ø расположения отверстий, мм	Число отверстий	Вариант крепежного отверстия	Вылет колеса, мм	Вариант колеса	Крепление декоративного колпака	Масса колеса, кг	Номер колеса	Фирма и марка автомобиля
FHA—H	—	100	4	*E* 16	37	Реб.	—	7,1	5432 *A*	«Опель»: «Аскона-вояж» (США) до 07.75
FHA—H	57	100	4	*E* 16	37	Отв.	+	6,2	5433 *A*	«Опель»: «Рекорд II» 08.74—07.75
FHA—H	57	100	4	*E* 16	37	Отв.	+	6,2	5433 *C*	«Опель»: «Аскона-вояж» 08.74—07.75
H 2	57	100	4	*E* 12	45	Отв.	—	7,1	5434 *A*	«Фольксваген»: «Пассат (Вариант) Гольф/Сирокко, «Ауди—НСУ»: «Ауди 80 атоматик» и «экспорт» с 1972 г.
FHA—H	58,1	98	4	*E* 23	41	Отв.	—	6,7	5435 *A*	«Симка»: 1307/1308
FHA—H	57	100	4	*E* 16	37	Отв.	+	6,7	5436 *A*	«Опель»: «Рекорд II караван» 08.74—07.75
FHA—H	57	100	4	*E* 16	37	Отв.	+	5,5	5438 *A*	«Опель»: «Манта/Аскона/» 08.74—07.75
FHA—H	—	100	4	*E* 16	37	Реб.	—	6,4	5439 *A* (*AU*)	«Опель»: «Кадет/Манта/ Аскона» (спецзаказ) и «Манта-берлинетта» с 08.74
FHA—H	—	100	4	*E* 16	37	Реб.		6,4	5439 *A* (*AZ*)	«Опель»: «Аскона *L*», «Манта *L*» с 08.75 «Кадет» (спецзаказ) с 1975 г.
FHA—H	57	100	4	*E* 16	37	Отв.	+	5,6	5454 *A*	«Опель»: «Манта *SR*» (ралли)
FHA—H	57	100	4	*E* 16	37	Отв.	+	6,3	5457 *A*	«Опель»: «Рекорд II/Купе 1972» — 07.74
FHA—H	57	100	4	*E* 16	37	Отв.	+	6,7	5458 *A*	«Опель»: «Рекорд II/караван 1972» — 07.74
FHA—H	57	100	4	*E* 16	37	Отв.	+	7,2	5462 *A*	«Опель»: «Рекорд II/караван» (повышенной нагрузки) 1972—07.74

Продолжение табл. 5.34

Полки обода	Ø центрального отверстия, мм	Ø расположения отверстий, мм	Число отверстий	Вариант крепежного отверстия	Вылет колеса, мм	Вариант колеса	Крепление декоративного колпака	Масса колеса, кг	Номер колеса	Фирма и марка автомобиля
FHA—H	58,4	98	4	*E* 23	36	Отв.	+	6,0	5463 *A*	«Крайслер»: 1100*S*, 1000 6*CV* (экспорт и ралли)
FHA—H	—	100	4	*E* 16	37	Реб.	—	6,4	5464 *A*	«Опель»: «Манта-берлиннетта» до 07.74, «Кадет *S*» 08.73—07.74
FHA—H	—	100	4	*E* 16	27	Реб.	—	6,4	5465 *A*	«Опель»: *GT* с 07.72
FHA—H	—	108	4	*E* 16	28	Реб.	—	6,7	5467 *A*	«Форд»: «Капри» с 11.71, «Капри II», «Эскорт» с 1975
—	58,5	98	4	*E* 23	29	Отв.	—	6,1	5468 *A*	«Фиат»: «124 Купе»/«Спайдер 125/125», «Спецналь 132/132», «Спецналь БМВ»: 1502
H2	57	100	4	*E* 16	29	Отв.	—	6,7	5469 *A*	(спецзаказ), 316/318/320/1602/1802/2002 *tii* туринг, 1802, 2002: 2002 *tii* с 09.73, до 08.73 — по спецзаказу
—	58,4	98	4	*E* 23	46	Отв.	+	6,1	5502 *A*	«Альфа Ромео»: «Альфасуд»
FHA—H	57	100	4	*E* 16	37	Отв.	—	5,7	5504 *A*	«Опель»: «Манта/Аскона/Кадет» с 08.75

Примечание. Обозначение *FHA—H* или *H2* в колонке «Полки обода» свидетельствуют о наличии двустороннего подката на всех колесах, за исключением тех, что предназначены для более старых моделей «Фиат» и для «Альфасуд». При четырех крепежных отверстиях варианта *E* (см. табл. 5.36) вылет колеса колеблется от 27 до 45 мм. Обозначение вариантов колеса: «Отв.» — с отверстиями, «Реб.» с ребрами. Наличие крепления декоративного колпака обозначено знаком «+», отсутствие колпаков — знаком «—».

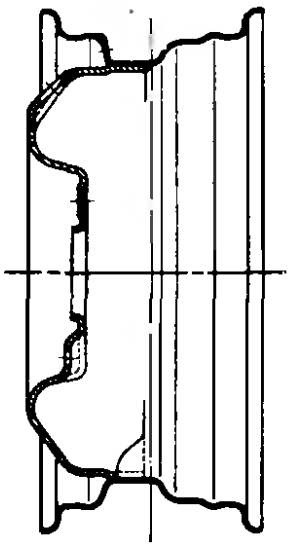


Рис. 5.62. Чтобы получить на автомобиле с наружными передними тормозами отрицательное плечо обкатки, диск должен быть сильно выгнутым и из более толстого материала. Показанное колесо 5J×13 автомобиля «Фольксваген-пассат» изготовляется фирмой «Леммерц»

вылетом колеса, лимитируется положением колпака колеса: последний не должен слишком выступать в сторону, чтобы избежать повреждения его бордюрным камнем при большой плотности движения. Кстати, это одна из причин отказа в последнее время от колпаков, что видно по прочерку в графе «Крепление декоративного колпака» в табл. 5.34.

Далее, существует тесная взаимосвязь между плечом обкатки R_0 и вылетом колеса e: чем больше плечо обкатки, тем меньше может быть вылет колеса. И наоборот, отрицательное плечо обкатки R_0 обусловливает применение сильно выгнутого диска, чтобы получить место для размещения плавающей тормозной скобы (рис. 5.62).

Спортивные водители иногда устанавливают на все четыре колеса проставки между диском колеса и фланцем ступицы, чтобы за счет расширения колеи улучшить устойчивость движения на повороте. При этом важно обеспечить полное прилегание дисков к проставкам, чтобы не возникали дополнительные напряжения; недостатком является повышенная нагрузка на детали подвески, а также увеличение плеча обкатки передних колес. Если легковой автомобиль имеет отрицательное плечо обкатки, то оно может превратиться в положительное, что при диагональной схеме тормозных контуров привело бы к опасному отклонению от курса в критической ситуации. Такие изменения в автомобиле нередко приводят к тому, что «Разрешение на эксплуатацию» теряет силу, поэтому рекомендуется предварительно проконсультироваться в «Союзе работников технадзора».

5.4.6. Колеса из легких сплавов для легковых автомобилей

Колеса отиосятся к элементам шасси, испытывающим максимальные иагрузки, поэтому их замена разрешается только при соблюдении определенных условий. Если водитель намерен оснастить свой легковой автомобиль имеющимися в продаже колесами из легкого сплава, то такие колеса либо должны иметь «Общее разрешение на эксплуатацию», либо должны быть приняты отдельно «Союзом работников технадзора». Во всех других случаях допуск на эксплуатацию автомобиля теряет силу, в связи с чем ставятся под вопрос и страховые обязательства.

Зачастую такие колеса имеют еще и бóльшую ширину профиля обода для возможности установки на автомобиль шин серии «60». Если установка таких шин автозаводом не была предусмотрена, то

Рис. 5.63. Литое дисковое колесо из легкого сплава фирмы «Кронпринц»



Рис. 5.64. Литое дисковое колесо из легкого сплава фирмы «Ативе». Колеса 6J×13 H2 предназначены для автомобилей БМВ третьей серии и «Форд капри», колеса 7J×14 H2 или $6^1/_2$J×14 H2 — для «больших» моделей БМВ и «Даймлер-Бенц»

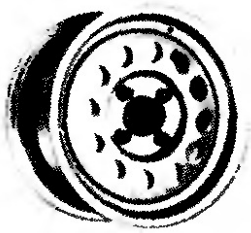


Рис. 5.65. Литое дисковое колесо из легкого сплава фирмы «Ативе» для автомобилей «Гольф» и «Сирокко» фирмы «Фольксваген», а также «Кадет», «Аскона» и «Манта» фирмы «Опель». Контур обода 6J×13 H2 особенно подходит для шин серии «70»



это нередко приводит к необходимости изменений по кузову (например, расширение крыльев) или по шасси; эти шины в состоянии передавать бóльшие боковые и продольные силы. При этом может получиться, что для установки цепей противоскольжения уже не останется места. Если колесо имеет «Общее разрешение на эксплуатацию», то в нем содержатся предписания относительно необходимых изменений на соответствующих моделях автомобилей с указанием номера шасси, до которого или с которого может быть осуществлена установка этих колес после выполнения требуемых мероприятий. Остальные подробности содержатся в № 12 выпуска Союза работников технадзора «Изменения в автомобиле и мотоцикле».

Масса колеса из стального листа, размером 5 1/2 *J*×13 составляет в среднем 6,5 кг, литое колесо из алюминиевого сплава получается примерно на 1 кг легче — уменьшение массы составляет 15 %. Если применить магниевый сплав, можно получить экономию до 35 %. Одновременно уменьшается и момент инерции, что положительно проявляется при разгоне и торможении. Способ изготовления таких колес позволяет получить разнообразные варианты внешнего вида и большие отверстия; последние способствуют хорошему охлаждению тормозов (рис. 5.63—5.65). Поверхности прилегания и профиль обода обрабатываются, благодаря



Рис. 5.66. Дисковое колесо из легкого сплава, изготовляемое на ковочных вальцах фирмой «Фукс». Колесо 6J × 13 H2 выпускается для моделей «Кадет», «Аскона» и «Манта» фирмы «Опель»

чему удается выдержать боковое и радиальное биения в небольших пределах. Недостатком является бо́льшая по сравнению со стальными дисковыми колесами стоимость (в 3—4 раза) и то, что бороздки от обработки и литейные раковины затрудняют установку бескамерных шин. Федеральное автотранспортное ведомство (ФРГ) часто указывает в «Общем разрешении на эксплуатацию» таких колес, что на них необходима установка камеры, а это означает увеличение массы примерно на 0,5 кг. Целый ряд колес требует для балансировки применения грузиков с клеевым креплением, ибо грузики с захватом на их более толстых закраинах не держатся. Зачастую дисковые колеса из легкого сплава имеют меньший вылет с целью увеличения колеи. Нельзя однако, забывать о связанном с этим изменении плеча обкатки.

При изготовлении литьем в качестве материала применяются следующие алюминиевые сплавы:
G — AlSi10Mg, *GK* — AlSi10Mg, *G* — AlSi12 и *GK* — AlSi12.

Относительно низкие показатели прочности при литье в песчаные формы (*G*) могут быть улучшены применением кокильного литья (*GK*):

Сплав	Предел прочности $\sigma_в$, МПа	Предел текучести $\sigma_{0,2}$, МПа	Относительное удлинение δ_5, %	Предел выносливости при знакопеременном изгибе σ_{bw}, МПа
GK—AlSi 10 Mg	180—240	90—120	2—6	90
GK—AlSi12	180—240	80—110	6—12	75

Штампованные колеса в этом отношении имеют лучшие показатели (рис. 5.66); фирма «Фукс» применяет для их изготовления термически упрочняемый деформируемый сплав AlMgSi1F32 со следующими свойствами: $\sigma_в \geqslant 315$ МПа, $\sigma_{0,2}$ 245 МПа и $\delta_5 \geqslant 6$ %.

Эти колеса в среднем на 25 % легче, чем сравнимые стальные, однако (из-за сложного техпроцесса изготовления) примерно в 6 раз дороже. Поскольку литейные раковины у них отсутствуют, то, как правило, автозаводы разрешают установку на них бескамерных шин. Еще меньшую массу имеют колеса из легкосплавной полосы, опытное производство которых начато в 1978 г. фирмой «Кронпринц». Они в 2 раза легче соответствующих стальных колес. В качестве материала применяются деформируемые сплавы AlMgSi1 и AlMg2Mn0,8 с пределом прочности до $\sigma_в = 310$ МПа и удлинением $\delta_5 = 10$ %; стоимость их примерно в 2,5—3 раза выше.

5.4.7. Обозначение колес

Стандарт ДИН 7829 предписывает, чтобы все колеса, имеющие обода, соответствующие автомобильным нормам, независимо от материала имели на наружной стороне диска клеймо (при недостатке места — на внутренней стороне). Высота шрифта клейма должна быть не менее 3 мм и содержание его, как показано на рис. 5.53 и 5.59, должно включать:

эмблему изготовителя;

номер колеса по каталогу;

краткое обозначение обода, включая конструкцию полок;

«*DIN*» — как знак гарантии соответствия стандарту;

дату изготовления.

Последний элемеит указывает месяц изготовления на колесах для грузовых автомобилей или неделю — на колесах для легковых автомобилей. По этой дате можно примерно оценить «возраст» автомобиля. Положение ручья — симметричное или асимметричное — видно по колесу и не требует указания в маркировке.

5.4.8. Дисковые колеса для грузовых автомобилей и прицепов к ним

При одинарной установке шин вылет колеса составляет от +15 до —15 мм, в большинстве же случаев он равен нулю (см. рис. 5.51). Если из-за большой нагрузки на заднюю ось требуются сдвоенные шины, то значительный вылет колеса e неизбежен (рис. 5.67, см. также рис. 5.53). Как видно из рис. 5.68, размер e получается из половины расстояния между центральными плоскостями вращения колес $a/2$ за вычетом толщины стенки s:

$$e = a/2 - s.$$

Размер $a/2$, в свою очередь, зависит от размера и конструкции шин, а также от ширины профиля обода и от того, могут ли цепи противоскольжения охватывать обе шины или — из-за возможного задевания за какие-либо детали — они могут быть наложены только на внешние колеса. В последнем случае размер $a/2$ должен быть увеличен минимум на 7 мм.

Как видно на рис. 5.75 п. 5.4.9, гайки крепления задних колес расположены внутри диска наружного колеса и поэтому хорошо защищены. На передних же колесах эти гайки оказываются выступающими (из-за большого вылета колес), и для предотвращения их повреждения законодательство (§ 30 «Правил допуска к эксплуатации») требует на всех



Рис. 5.67. Колесо 4.50E×16 H2 для легкого грузового автомобиля, с большим вылетом, необходимым при сдвоенной установке шин

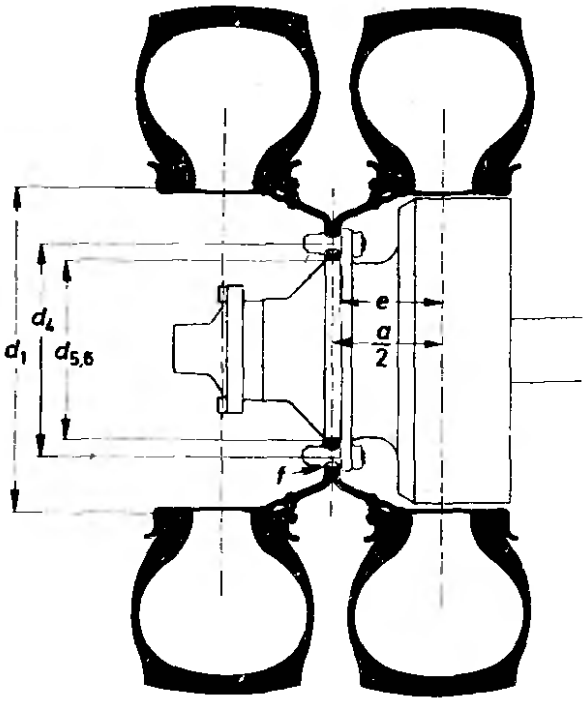


Рис. 5.68. Сдвоенная установка шин и данные, необходимые для назначения размеров дискового колеса (по каталогу колес фирмы «Кронпринц»):

$a/2$ — половина расстояния между центральными плоскостями вращения колес; d_1 — диаметр обода (посадочный); d_4 — диаметр расположения и число крепежных отверстий; d_5 — диаметр центрального отверстия; e — вылет колеса; f — вариант гнезда A или B по табл. 5.36, рис. 5.75 или центрирование по центральному отверстию по рис. 5.76. Кроме этого, необходимы данные о нагрузке колеса и максимальной скорости автомобиля

новых грузовиках и автобусах применения защитных колец (рис. 5.69).

Интенсивные испытания на предел усталости, проведенные за последние 25 лет, позволили повысить грузоподъемность колес грузовых автомобилей без увеличения массы колес. Рис. 5.70 (диаграмма фирмы «Кронприниц») показывает, во сколько раз нагрузка, воспринимаемая колесом грузового автомобиля, может превышать собственную массу колеса при четырех различных вариантах обода: разборный; глубокий (см. рис. 5.67); с крутыми полкамн (см. рис. 5.50) и широкий с крутыми полками (см. рис. 5.51).

Разборный обод — это до сих пор наиболее распространенный обод с косыми полками, показанный на рис. 5.52—5.54. При одинаковой массе колесо с таким ободом может воспринимать меньшую нагрузку, чем колесо с крутымн полками. Однако наибольшую массу, отнесенную к собственной массе, воспринимает ши-

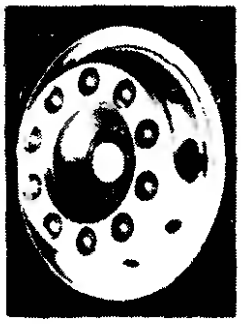


Рис. 5.69. Защитное кольцо для предотвращения повреждений выступающих гаек (или болтов) крепления передних колес (конструкция фирмы «Кронпринц»)

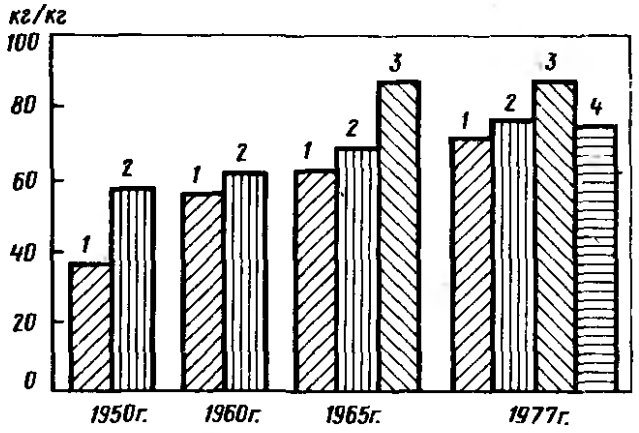


Рис. 5.70. Повышение удельной грузоподъемности (в килограммах нагрузки на килограмм массы колеса) колес для грузовых автомобилей с 1950 по 1977 гг. с указанием конструкции обода:

1 — разборный обод; *2* — глубокий обод; *3* — широкий обод с крутыми полками; *4* — обод с крутыми полками

рокий обод с крутыми полками, например 5,5 т для колеса массой 61 кг. При такой же собственной массе воспринимаемая масса разборного варианта с косыми полками на 32 % меньше, а именно всего 3,75 т. К этому надо добавить, что обод с крутыми полками оставляет больше места для охлаждения тормозов, кроме того, и борта шины находятся на большем удалении от тормозного барабана, так что они меньше нагреваются.

5.4.9. Крепление колес

К диску колеса, вставленному в обод, предъявляются высокие требования относительно прочности: он должен воспринимать вертикальные, боковые и продольные силы от дороги и передавать их через элементы крепления на ступицу колеса.

При этом важно, чтобы опорная часть диска, называемая розеткой (см. рис. 5.56), имела равномерное прилегание и фланец ступицы на легковых автомобилях имел несколько больший диаметр, иначе возникнет опасность, что наружная кромка ступицы будет врезаться в прилегающую поверхность диска. Такая концентрация напряжений может привести к усталостной поломке и аварии. В этой связи имеют важное значение число крепежных отверстий и диаметр их расположения. Последний должен быть возможно бо́льшим, чтобы уменьшить силы, действующие на фланец и болты крепления. При барабанных тормозах это условие было выполнить нетрудно, в качестве примера можно привести заднемоторные автомобили «Фольксваген» выпуска до 1965 г. с диаметром расположения крепежных отверстий 205 мм. При дисковых тормозах из-за формы тормозного диска трудно получить большой диаметр крепления (рис. 5.71) и поэтому, как показывает табл. 5.34, для 13-дюймовых колес диаметр расположения отверстий около 100 мм является обычным. Фирма «Фольксваген» в 1966 г. ввела на легковых автомобилях и на автомобилях «Вариант» дисковые тормоза и, несмотря на 15-дюймовые колеса, вынуждена была уменьшить диаметр расположения отверстий до 130 мм.

Имеется, однако, одна конструктивная возможность использования ступицы с увеличенным фланцем, на которую затем с внутренней стороны напрессовывается тормозной диск. На рис. 5.72 показано решение, найденное фирмой «Рено» для моделей 4, 5 и 6: с шестью болтами

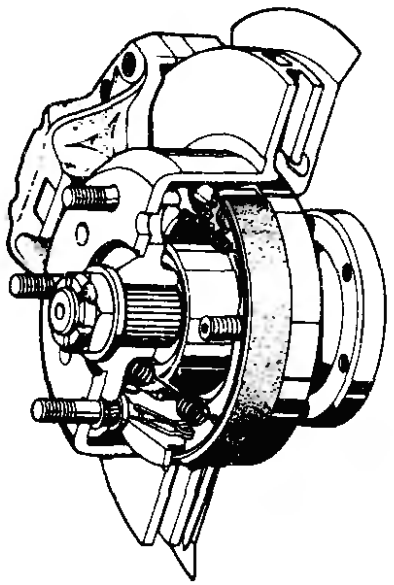


Рис. 5.71. Тормоз заднего колеса автомобилей «Опель-адмирал» и «Опель-дипломат» с расположенным внутри барабанным тормозом. Диаметр цилиндрической выступающей части вентилируемого тормозного диска определяет диаметр расположения отверстий для крепления колеса

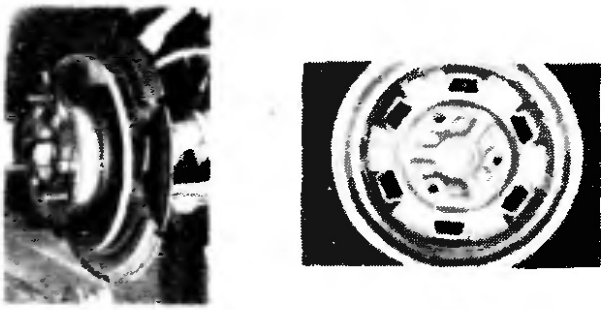


Рис. 5.72. На автомобилях «Рено» моделей 4, 5 и 6 тормозной диск привернут болтами к ступице с внутренней стороны, чтобы можно было увеличить ее диаметр, а следовательно, и диаметр расположения крепежных отверстий

Рис. 5.73. Центрирование дисковых колес на моделях 4, 5 и 6 фирмы «Рено» осуществляется всего тремя болтами, расположенными на диаметре 130 мм. Хорошо видны шесть участков, расположенных между крепежными отверстиями, которыми глухое дисковое колесо опирается на флаиец ступицы

крепления тормозного диска, только тремя болтами крепления колеса и диаметром расположения крепежных отверстий 130 мм. На рис. 5.73 видны удачно расположенные на большом диаметре шесть опорных площадок 13-дюймового колеса. Недостатком является то, что для демонтажа тормозного диска необходимо снимать целиком всю ступицу колеса.

Если на переднеприводном автомобиле более нагруженные передние, дисковые тормоза имеют внутреннее расположение на главной передаче, то ограничение диаметра расположения отверстий отсутствует, нужно лишь, чтобы задние колеса в таком случае имели барабанные тормоза. Выпускавшиеся фирмой «Ауди» до 1972 г. модели «60», «75» и «90» имели именно такие тормоза: диаметр расположения отверстий был равен 140 мм.

В стандарте ДИН 74361 (часть 1) определены присоединительные размеры и допуски для дисковых колес с центрированием по крепежным отверстиям; эти размеры, показанные на рис. 5.51 и 5.68, следующие:

диаметр расположения крепежных отверстий d_4;

диаметр центрального отверстия диска d_5;

диаметр ступицы d_6;

резьба d_1 соответствующих болтов;

диаметры d_2 и d_3 центрирующих гнезд и при коническом гнезде еще угол конуса α.

В табл. 5.35 приведены основные присоединительные размеры, нормированные для легковых и частично для легких грузовых автомобилей, а в табл. 5.36 — сферические и конические гнезда для крепления дисковых колес. Метрическая мелкая резьба и сферическая опора (или коническая с углом конуса $\alpha = 60 \div 90°$) — это две меры, предотвращающие самоотворачивание гаек (или болтов) крепления колес в эксплуатации. При стальных дисковых колесах с толщиной диска до 6,5 мм (легковые автомобили и легкие грузовые автомобили) можно применить упругое исполнение

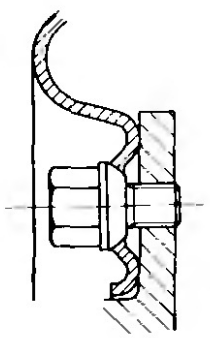


Рис. 5.74. Упругий вариант гнезда на стальном дисковом колесе для легкового автомобиля. Центрирование осуществляется крепежными болтами

5.35. Нормированные основные присоединительные размеры колес для легковых автомобилей и частично для легких грузовых автомобилей стандарта ДИН 74361, лист 1, мм

Количество отверстий	Диаметр расположения отверстий d_4	Диаметр расположения отверстий доп. откл.	Диаметр центрального отверстия d_5^{+1}	Диаметр ступицы d_6 max.	Гнездо крепежного отверстия $d_2^{+0,5}$	Гнездо крепежного отверстия $d_3^{+0,5}$	Гнездо крепежного отверстия $r_1 \pm 1$	Гнездо крепежного отверстия α, градус	Резьба соответствующего болта d_2
4	100	±0,1	57	56,5	15,5	—	—	60	M12×1,5
			60	59	15,5	—	—	60	M12×1,5
			60	59	18,5	24	14	—	M14×1,5
4	130		80	79	18,5	24	14	—	M14×1,5
5	112		63	62	15,5	—	—	60	M12×1,5
			66,6	66	16	20	12	—	M12×1,5
			66,6	66	18,5	24	14	—	M14×1,5
5	120		72,4	72	15,5	—	—	60	M12×1,5
5	130		90	89	13	16	—	90	M12×1,5
			85	84	18,5	24	14	—	M14×1,5
5	160		110	109	15,5	—	—	60	M12×1,5
			110	109	18,5	24	14	—	M14×1,5
5	205		157	156	16	20	12	—	M12×1,5
			157	156	18,5	24	14	—	M14×1,5

Примечание. Размеры гнезд крепежных отверстий приведены в табл. 5.36. Диаметр d_4 расположения крепежных отверстий замерять в напряженном состоянии.

места вокруг крепежных отверстий (рис. 5.74) — это еще одна мера безопасности, которая к тому же снижает напряжение в болтах крепления за счет заданной упругости.

На дисках из стального листа толщиной более 7 мм осуществить такую деформацию трудно, а при толщине более 10 мм — вообще невозможно. Колеса из легкого сплава обрабатываются по поверхностям контакта со ступицей и гайками, и определенная упругость на них тоже может быть достигнута; недостатком является здесь малое относительное удлинение используемых спла-

5.36. Варианты гнезд крепежных отверстий, предлагаемые колесной промышленностью

Сферическое гнездо					Коническое гнездо			
Номер	d_2, мм	d_3, мм	r_1, мм		Номер	d_2, мм	d_3, мм	α, ° градус
1	18,5	24	14		13	15	19,8	60
2	21,5	27	16		14	16	19,8	60
3	27	32	18	A	15	16	22	90
4	20,5	25	14		16	15,5	—	60
5	32,15	37	22,2	B	17	25,4	31,5	80
6	14	—	14		18	18,5	—	60
7	15,5	—	14	C	19	16,8	—	60
8	18,5	—	14		20	28,6	36	90
9	20	—	14	D	21	21,5	27	90
10	21	—	14		22	12	—	80
11	20	—	12	E	23	—	17	60
12	16	20	12		24	13	16	90
26	15	20	13	F	25	10,5	—	60
31	37	43	25		37	26	31,5	80
33	26	32	18					

Примечание. Варианты *A* и *B* предназначены для грузовых автомобилей, варианты *C*, *D*, *E* и *F* — для легковых. При толщине диска не более 6,5 мм варианты *C*, *D*, *E*, *F* могут быть применены на колесах для легких грузовиков.

вов. Положительным же является высокий коэффициент трения между этим материалом и стальными гайками (болтами).

Стандарт ДИН 74361 (Часть 1) устанавливает только два варианта крепежных отверстий (в табл. 5.36) это разновидности *A*, *B* и *E*); варианты *C*, *D* и *F*, являющиеся ненормированными, отличаются упругостью и хорошим контактом со ступицей. Буква определяет здесь форму, а размеры определяются номерами от 1 до 37, приведенными в таблице размеров. Табл. 5.34 показывает, например, что стальные дисковые колеса легковых автомобилей имеют, в большинстве своем, крепежные отверстия *E*16 с коническим гнездом 60° под резьбу М12×1,5, а колеса из легкого сплава— *A*16. Это в принципе такое же гнездо, но с учетом большей толщины фланца.

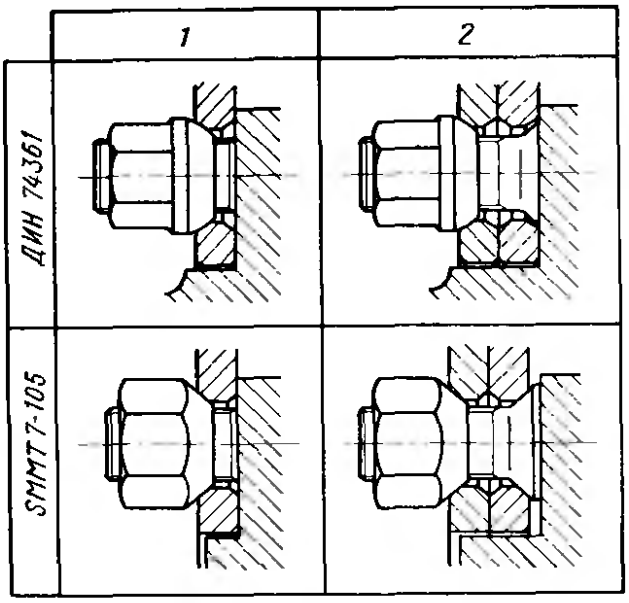


Рис. 5.75. Гайки крепления на грузовых автомобилях и автобусах осуществляли до сих пор центрирование одинарного колеса или только наружного при сдвоенной установке; при этом точное центрирование внутреннего колеса не обеспечивается (справа вверху). Показанный внизу вариант *SMMT*, разработанный в Англии, решает эту проблему, однако ресурс диска колеса снижается при этом на 30 %:

1 — одинарная установка; *2* — сдвоенная установка

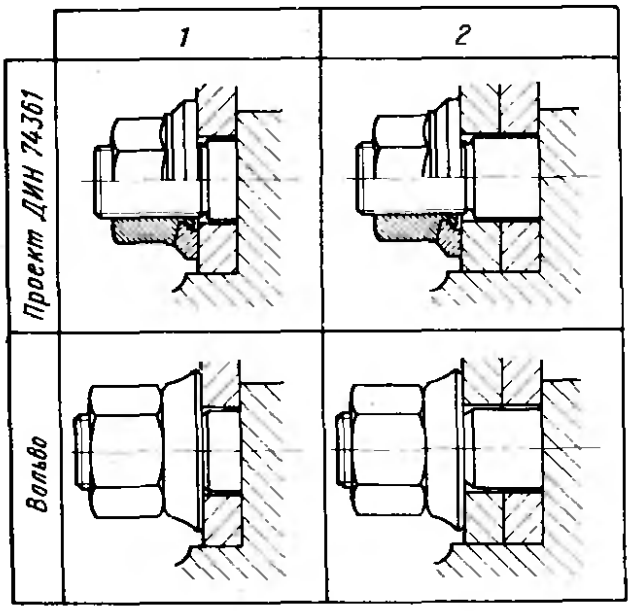


Рис. 5.76. Центрирование по центральному отверстию одинарных и сдвоенных колес по ДИН 74361 (Лист 3). Стандарт предусматривает для стопорения удерживаемую гайкой коническую нажимную шайбу, а шведская фирма «Вольво» — отдельную шайбу (внизу):

1 — одинарная установка; *2* — сдвоенная установка

Центрирование дисковых колес грузовых автомобилей может осуществляться двумя способами: как на легковых автомобилях — крепежными гайками и гнездами, либо по центральному отверстию. В первом случае (рис. 5.75) из-за большой толщины диска колеса применяется при одинарных колесах только вариант *A* гнезда по табл. 5.36, при сдвоенных колесах (см. рис. 5.68) — вариант *B*. При этом точное центрирование внутреннего колеса не обеспечивается. Если же центрирование осуществляется по конусу шпильки, как показано на рис. 5.75 внизу, то в этом случае диск внутреннего колеса уже не прилегает к фланцу ступицы, в результате чего увеличиваются напряжения, а срок службы снижается примерно на 30 %. По этой причине такой вариант почти не применяется в ФРГ.

Присоединительные размеры для центрирования по крепежным отверстиям приводятся в ДИН 74361 (Часть 1); кроме уже названных размеров для легковых автомобилей, в табл. 5.37 (выдержка из стандарта) можно найти еще диаметр плоскости прилегания d_7. Это размер так называемой розетки — плоской торцевой поверхности, которой диск колеса прилегает к ступице. Для направления внутреннего колеса лучше подходит центрирование по центральному отверстию, нормированное стандартом ДИН 74364 (Часть 3); как видно на рис. 5.76, эту задачу здесь выполняет заплечик ступицы. Внутренний диаметр центрального отверстия и

5.37. Присоединительные размеры и наибольшая толщина s материала диска колес с центрированием по крепежным отверстиям для грузовых автомобилей и автобусов при одинарной и сдвоенной установке (из стандарта ДИН 74361, лист 1), мм

Количество отверстий	Диаметр расположения отверстий		Диаметр центрального отверстия d_5^{+1}	Диаметр ступицы d_6 max.	Диаметр плоскости прилегания d_7 min	Гнездо крепежного отверстия				d_1
	d_4	доп. откл.				$d_2^{+0,5}$	$d_3^{+0,5}$	$r_1 \pm 0,1$	s max	
6	205	±0,2	161	160	255	21,5	27	16	12	M18×1,5
8	275		221	220	320	27	32	18	16	M20×1,5
10	225		176	175	270	27	32	18	16	M20×1,5 M22×1,5
10	335		281	280	380	27	32	18	16	M22×1,5
12	425	±0,3	371	370	465	27	32	18	12	M22×1,5

наружный диаметр ступицы должны иметь размеры с допусками; согласно табл. 5.38 минимальный зазор между указанными деталями может составлять 0,2 мм и максимальный — 0,6 мм. Крепежные отверстия цилиндрические, требующие лишь грубой обработки, их диаметр на 3—4 мм больше диаметра резьбы применяемого болта, что необходимо для предотвращения двойной посадки. Стопорение гайки осуществляется (как можно видеть на рис. 5.76 вверху) с помощью слегка конической нажимной шайбы, размеры которой также определены стандартом ДИН 74361 (Часть 3).

Проблемой может стать коррозия в зоне центрирования как при стальных, так и при легкосплавных колесах, зимой этот процесс усиливается из-за применения соли на дорогах. Поэтому целесообразно перед монтажом центрирующие поверхности покрыть тугоплавким пластичным смазочным материалом (из-за близости тормозов) или антикоррозионным средством.

Для обеспечения малого радиального биения колеса с посадкой по центральному отверстию в последнее время применяют и на скоростных легковых автомобилях. Примером могут служить автомобили БМВ серии 7».

Наряду с исполнением отверстий, важное значение для срока службы диска колеса имеет правильная затяжка гаек или болтов крепления. Если они затянуты слишком слабо, то могут отвер-

5.38. Присоединительные размеры для центрирования колес по центральному отверстию (по стандарту ДИН 74361), мм

Количество отверстий	Диаметр расположения отверстий		Диаметр центрального отверстия		Диаметр центрир. поверхности ступицы		Диаметр плоскости прилегания d_1 min	Диаметр крепежных отверстий		Резьба болта (рекомендуемая) d_1
	d_2	допустимые отклонения	d_3	допустимые отклонения	d_4	допустимые отклонения		d_2	допустимые отклонения	
6	205	±0,3	161	+0,2 0	160,8	0 —0,2	255	21	+1 0	*M*18×1,5
8	275	±0,3	221	+0,2 0	220,8	0 —0,2	325	24	+1 0	*M*20×1,5
10	335	±0,3	281	+0,2 0	280,8	0 —0,2	390	26	+1 0	*M*22×1,5

Примечание. Количество и расположение отверстий идентично табл. 5.37.

5.39. Моменты затяжки гаек (болтов) крепления колес, предписанные заводами-изготовителями легковых автомобилей (из справочника фирмы «Данлоп», 1981 г.)

Фирма, модель	Момент, Н·м*, для колес	
	стальных	легкосплавных
«Альфа Ромео» 1600, 2000, «Альфетта», «Джульетта», «Мореаль» «Альфасуд» «Альфа 6»	 60—80 65—80 90—110	
«Ауди—НСУ» 50, 80 60, 90, 100 200, «Кватро», все НСУ кроме *Ro* 80 *Ro* 80	 90 100 45—55 75—85	110
«Аутобьянчи» все модели	70	
БМВ все модели	81—90	81—90
«Ситроен» *LN* 2*CV*, «Диан», *GS* «Виза» «D-модель» *GS*, *GSA*	 50—65 40—60 60—80 60—80 40—60	
ДАФ все модели	70	
«Дайхацу» Шарада 100	90—120	
«Даймлер—Бенц» все модели, кроме 600 600	 100 170	100 **
«Датсун» все модели	80—90	80—100

Продолжение табл. 5.39

Фирма, модель	Момент, Н·м *, для колес	
	стальных	легкосплавных
«Фиат»		
126	50	
124, 125, 126*L*, 128 Купе, 133	70	
127, 128, 130, 132 (1974 г.)		
X 1/9	90	
131	90	90 **
127 спорт, 131 спорт	100	
132	100	100 **
«Ритмо», «Панда»	86	
«Дино»	95	
СХ, «Рефлекс», «Атеи»	70—90	
«Форд»		
12*M*/15*M* *P*6 и *P*7 (5 отверстий)	60—90	
12*M*/15*M* *P*6 (3 отверстия)	90—115	
«Эскорт» (до 1974 г.)	70—75	
«Эскорт» (с 1975 г.)	70—90	120—140
«Капри I» до 08.72	70—75	
«Капри I» до 1973	70—90	
«Капри II», «Капри 78»	70—90	120—140
«Таунус I» до 08.75	70—90	70—90
«Таунус 76»	70—90	80—90**
«Таунус 80»	70—90	85—115 (*TRX*)
«Консул», «Гранада»	70—90	120—140
«Фиеста», «Эскорт»	70—100	70—100
«Хонда»		
«Цивик», «Аккорд»	70—90	
«Прелюд», «Квинтет»	110	
«Ягуар» (см. «Лейланд»)		
«Лада»		
все модели	60—70	60—80

Фирма, модель	Момент, Н·м *, для колес	
	стальных	легкосплавных
«Лянчия»		
«Бета»	70	
«Дельта»	85	
«Фульвия»	100	
«Польский»	60—70	
«Лейланд»		
Остин все модели, включая «Мини» и «Моррис»	60	
«Рено»		
4, 5, 6, 13	50—60	
12, 15, 16, 17, 18, 20, 30	60—80	
18 турбо, 20*D*, «Фуего»	80	
«Ровер» (см. «Лейланд»)		
«Сааб»		
все модели	90—100	
«Шкода»		
все модели	70	
«Тойота»		
1000, «Королла»	80—110	
Остальные	90—120	
«Триумф» (см. «Лейланд»)		
«Вольво»		
66, 343, 345	80—90	
240, 260	120	
«Фольксваген»		
1, 2, 3, 4	130	
K 70	90	
«Поло», «Дерби»,		

Фирма, модель	Момент, Н·м *, для колес		Фирма, модель	Момент, Н·м *, для колес	
	стальных	легкосплавных		стальных	легкосплавных
«Монте-Карло»	90		«Симка» 1307/1308/1309	63	65 ***
			«Тальбо Симка» 1510		83
«Тальбо»			*LS/GL/GLS/SX*	63	65 ***
«Симка» 1000, «Ралли 1/2»	70	83	«Крайслер» 160/180	63	
			«Крайслер» 1609	63	
«Симка» 1005, 1006	70	83	«Крайслер» 1610	63	83
«Оризон» *LS/GL/GLS/SX*	63	65 ***	(2л), «Соляра»		
			«Матра багеро»/ «Рапчо»	63	83
«Симка» 1100	63	83			
«Санбим» *LS/GL/GLS/ T1*/«Лотус»	75	83	«Гольф», «Сирокко», «Пассат», «Джетта»	90	

Примечания. * Н·м — единица момента ньютон—метр, пересчет килограммометров: 10 Н·м = 1 кг·м, 1 Н·м = 0,1 кг·м.

** Колеса из легкого сплава со стальными втулками.

*** Колеса фирмы «Ативе».

5.40. Моменты затяжки гаек крепления колес, предписываемые некоторыми изготовителями грузовых автомобилей и прицепов

Автомобильная фирма	Резьба	Момент затяжки, Н·м	
		К *	*Ц* *
«Аовэртэр»	*M*22×1,5	350	600
ДАФ	*M*18×1,5	230—280	310
	*M*20×1,5	310—360	450
	*M*22×2	390—470	600
«Даймлер-Бенц»	*M*14×1,5	170	
	*M*18×1,5	250	
	*M*20×1,5	300	
	*M*22×1,5	350	600
«Фаун»	*M*18×1,5	290—320	
	*M*20×1,5	370—400	
	*M*22×1,5	430—460	

Продолжение табл. 5.40

Автомобильная фирма	Резьба	Момент затяжки, Н·м	
		К *	Ц *
«Фиат»	М20×1,5 М22×1,5		450 550
«Форд»	7/8 дюйма—11BSF	550—610	
ИХЦ	М14×1,5 М18×1,5 М20×1,6	160 300 350	
«Магирус-Дойц» **	(М18×1,5) М18×1,5 М20×1,5 М22×1,5	(220—240) 380—450 380—450 380—450	380—450 530—600 630—700
МАН	М18×1,5 М20×1,5 М22×1,5	285 370—410 450—500	370—410 450—500 550—600
«Опель»	⌀ 7/16 дюймов ⌀ 18 ⌀ 7/8	70 300 380	
«Сааб-Скания»	7/8 дюйма—11BSF	500	600
«Кэссборэр»	М18×1,5 М20×1,5 М22×1,5	300 400	 600
«Штайр-Даймлер-Пух»	М20×1,5 М22×1,5		450—500 550—600
«Вольво»	М18×1,5 М20/1,5 3/4 дюйма—16UNF 7/8 дюйма—14UNF		260—390 360—540 360—450 550—700
«Фольксваген»	М14×1,5 М18×1,5	130	200 320
Прицепы	М14×1,5 М18×1,5 М20×1,5 М22×1,5 М22×2	150 270 350 430 430	 350 480 600

Примечания. * *К* — с центрированием по крепежным отверстиям, *Ц* — с центрированием по центральному отверстию.

** В скобках — данные для малых моделей.

нуться и повредить посадочные гнезда; при излишне большом моменте затяжки во фланце возникают дополнительные напряжения. В обоих случаях может произойти усталостная поломка, грозящая аварией. Поэтому детали крепления колеса должны затягиваться динамометрическим ключом; в табл. 5.39 и 5.40 приведены средние моменты затяжки M_A для применяемых мелких резьб.

5.4.10. Нагруженность дисковых колес

Величина напряжений, возникающих в дисковом колесе, зависит, в частности, от того, какие шины применены — диагональные или радиальные: последние при одинаковых условиях нагружения обусловливают меньшие напряжения в ободе. С другой стороны, радиальные шины передают бо́льшие силы, так что получается примерное равенство.

Для статической нагруженности обода решающее значение имеет как величина нормальной силы F_n, так и внутреннее давление в шине. В динамике сила F_n увеличивается на величину ее изменения ΔF_n, а в точке контакта появляются еще боковые, тяговые и тормозные силы F_s, F_a и F_b.

Аналогичные силы нагружают и диск колеса: могут добавиться еще только напряжения, вызванные слишком сильной затяжкой гаек.

Поэтому, чтобы гарантировать выносливость, необходимо проведение прочностных испытаний дисков колес. Эти испытания проводятся на специально разработанных стендах при условиях, определенных законодателем. Момент нормальной силы F_n на плече e (вылет колеса) и боковой силы F_s на плече динамического радиуса шины сводится при этом к приведенному изгибающему моменту

$$M_{b\,\text{пр}} = F_n e + F_s r_\text{д} = F_n (e + \mu_s r_\text{д})\ [\text{Н·м}].$$

При этом боковой коэффициент сцепления μ_s имеет максимальное значение 0,9. Если предположить, что внутреннее колесо оторвалось от дороги, то теоретически на наружное колесо пришелся бы удвоенный изгибающий момент; по этой причине в большинстве случаев испытания проводятся с моментом

$$M_{b\,\max} = 2M_{b\,\text{пр}}.$$

Есть на этот счет и другие предложения:
для крупносерийных легковых автомобилей

$$M_{b\,\max} = 1{,}8F_n (e + 0{,}7r_\text{д});$$

для спортивных автомобилей

$$M_{b\,\max} = 1{,}7F_n (e + 0{,}9r_\text{д}).$$

Этот изгибающий момент получается на стенде за счет вращения массы m на определенном радиусе r (рис. 5.77). При этом величина момента зависит исключительно от центробежной силы

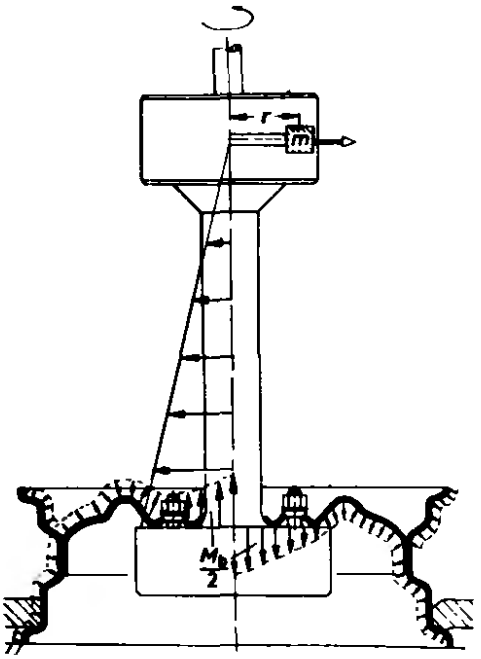


Рис. 5.77. Для создания требуемого изгибающего момента $M_{b_{пр}}$ на нагружающем стержне стенда для испытания дисковых колес вращается масса m на радиусе r с частотой 200—3000 мин$^{-1}$. Стрелки указывают напряжения в диске колеса и нагружающем стержне

$F_2 = mr\omega^2$, т. е. радиуса r и частоты вращения, которая может быть в пределах $n = 200 \div 3000$ об/мин.

5.5. ХАРАКТЕРИСТИКА УПРУГОСТИ ШИН

5.5.1. Жесткость шин и параметры, влияющие на жесткость

Статическая жесткость шины c_1 есть отношение изменения ΔF_R радиальной силы на колесе в ньютонах к соответствующему изменению Δs_3 прогиба шины в миллиметрах, причем в диапазоне грузоподъемности, соответствующем установленному давлению в шине p_R (рис. 5.78):

$$c_1 = \Delta F_R / \Delta s_3 \ [\text{Н} \cdot \text{мм}].$$

Величина c_1 входит в расчет колебаний и демпфирования и имеет решающее влияние на коэффициенты динамичности колес-

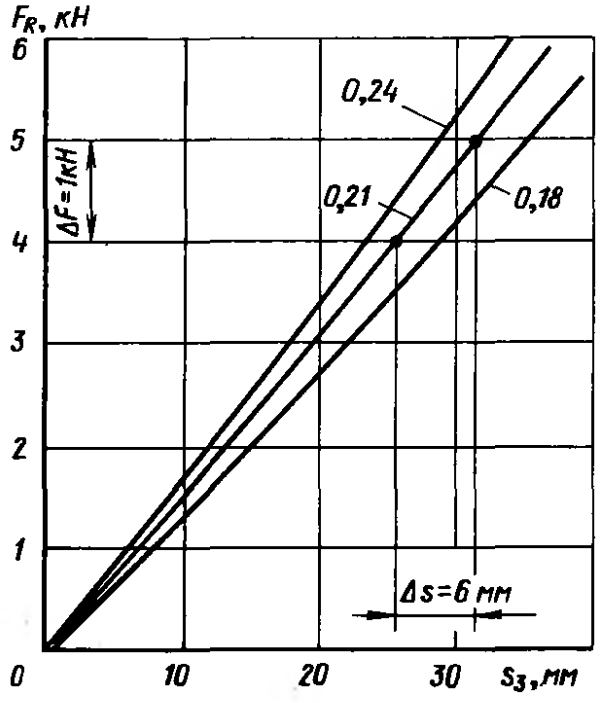


Рис. 5.78. Статическая жесткость шины c_1 есть отношение изменения нагрузки к изменению перемещения, что показано здесь на примере радиальной шины с поясом из стального корда 175/70 SR 13 со стандартным дорожным рисунком протектора при $p = 0{,}18$, 0,21 и 0,24 МПа. В примере

$$c_1 = \frac{\Delta F_R}{\Delta s_3} = \frac{1000 \text{ Н}}{6 \text{ мм}} = 167 \text{ Н/м}$$

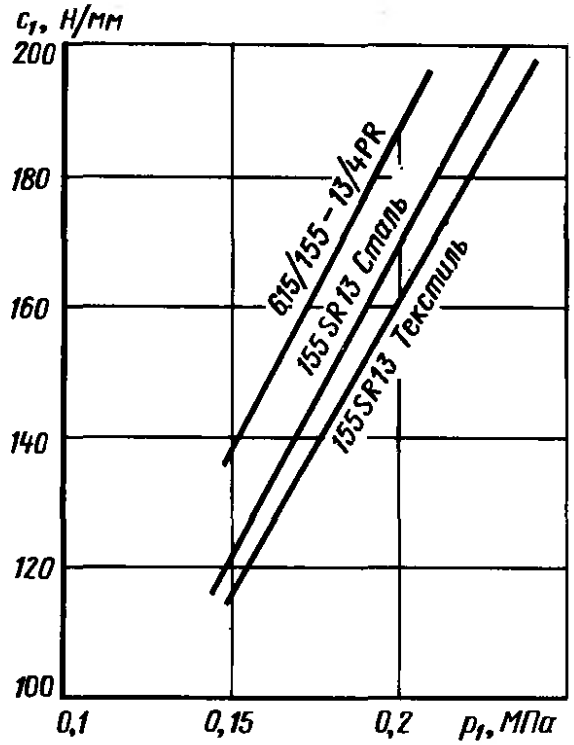


Рис. 5.79. Жесткость в зависимости от давления воздуха, замеренная на нескольких бескамерных шинах одинакового размера со стандартным дорожным рисунком протектора. Диагональная шина имеет бо́льшую жесткость по сравнению с обеими радиальными

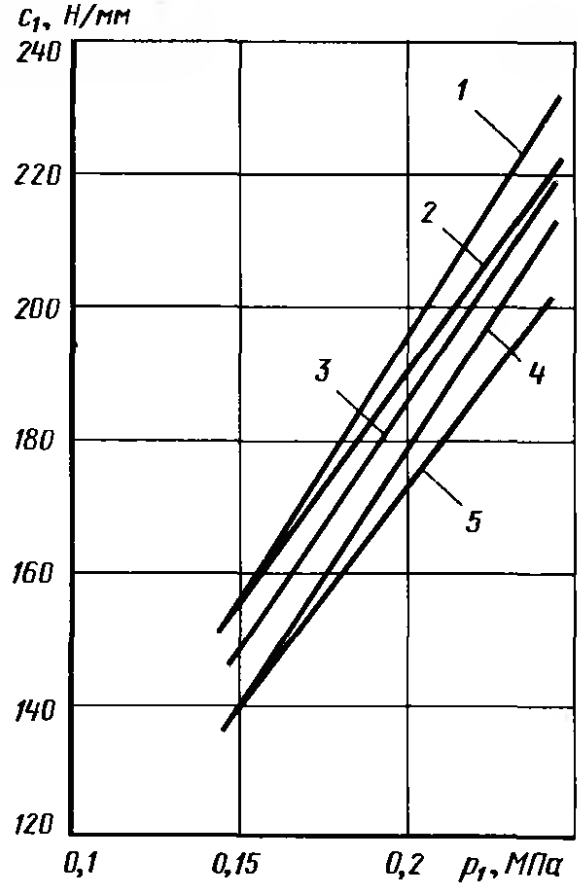


Рис. 5.80. Влияние каркаса, профиля и рисунка протектора на жесткость сравнимых шин. Шина HR с поясом из стального корда лишь незначительно жестче шины 175 SR 14 (до 180 км/ч). Текстильный пояс снижает жесткость шины, так же как и рисунок повышенного сцепления (хотя последний имеет пояс из стального корда):
1 — 195/70 HR 14 (пояс из стального корда); *2* — 175 HR 14 (пояс из стального корда); *3* — 175 SR 14 (пояс из стального корда); *4* — 175 SR 14 (пояс из текстильного корда); *5* — 175 SR 14 (повышенного сцепления)

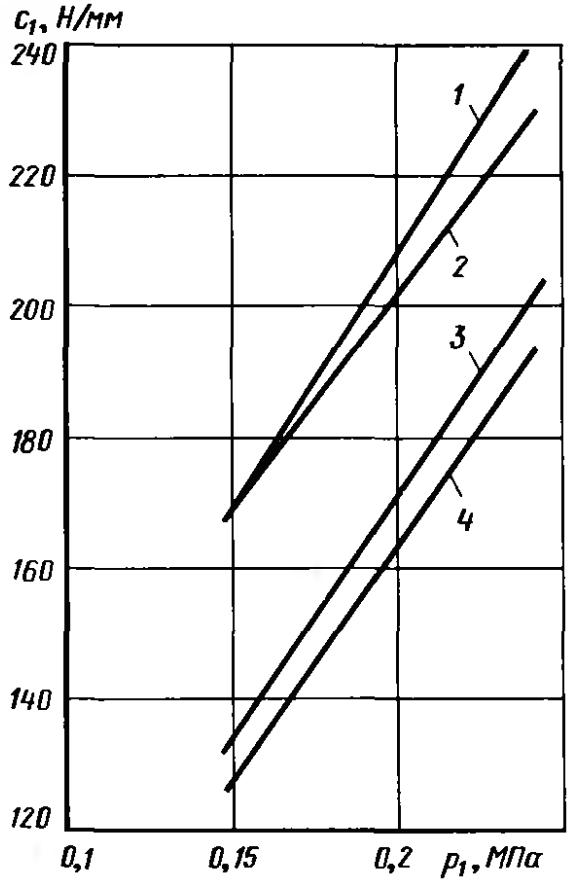


Рис. 5.81. Жесткость шин с одинаковой разверткой серий 60, 70 и 82 (подходящих для автомобилей «Порше»). Хорошо видно влияние текстильного пояса и возрастание жесткости при более плоских профилях:
1 — 215/60 VR15 (материал корда пояса — сталь); *2* — 185/70 HR15 (сталь); *3* — 165 HR15 (сталь); *4* — 165 HR15 (текстиль)

ной нагрузки k_1 и k_2. Чем больше жесткость шины, тем большее должно быть назначено демпфирование и тем больше получаются нагрузки на детали шасси.

Что касается шин, то их жесткость зависит от следующих причин.

Давление воздуха. Как показывает рис. 5.79, между давлением и жесткостью существует приблизительно линейная зависимость.

Конструкция. Самой мягкой была бы шина «супербаллон», в настоящее время уже мало применяемая. Другие диагональные шины — сверхнизкопрофильные — по сравнению с аналогичными радиальными имеют бóльшую жесткость (что также видно на рис. 5.79). Примерно на 5 % возрастет жесткость, если вместо текстильного пояса применить пояс из стального корда; на такую же величину возрастет c_1 при переходе к более высокой скоростной категории (например, от *SR* к *HR*, рис. 5.80). Также на 5 % жестче диагональные шины «*S*», допускающие скорость до 180 км/ч,

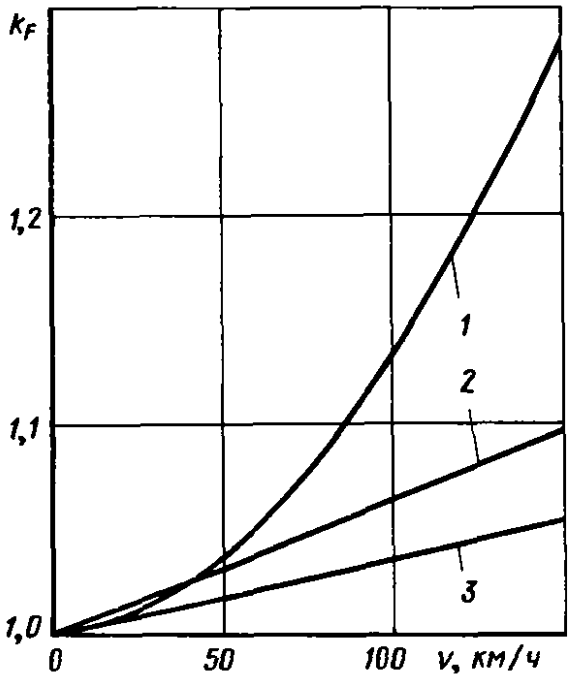


Рис. 5.82. Поправочный коэффициент k_F, учитывающий возрастание жесткости шины c_1 в зависимости от скорости движения, для диагональных и радиальных шин серий 82 и 70:

1 — диагональные шины; *2* — радиальные с поясом из текстильного корда; *3* — радиальные с поясом из стального корда

по сравнению с шинами нормального исполнения, и шины 6 *PR* для комбинированных автомобилей по сравнению с обычными шинами 4 *PR*.

Рисунок протектора. Зимние шины *M* & *S*, раньше называвшиеся «шинами повышенного сцепления», на величину до 10 % мягче аналогичных шин со стандартным дорожным рисунком протектора (см. рис. 5.80, 5.13 и 5.32), однако вследствие предписанного для них повышенного на 0,02 МПа давления их жесткость несколько повышается.

Соотношение профиля. Низкопрофильные радиальные шины имеют бóльшую жесткость, чем обычные шины серии 82 (рис. 5.81).

Скорость движения. Чем больше становится динамический радиус шины с ростом скорости движения, тем больше распрямляются боковые стенки шины, что приводит к повышению ее жесткости. Это явление можно учесть введением поправочного коэффициента k_F (рис. 5.82); чтобы получить значение жесткости c_1' при соответствующей скорости, нужно умножить статическую жесткость c_1 на этот коэффициент:

$$c_1' = k_F c_1.$$

Из графика хорошо видно, насколько жестче становятся шины диагональной конструкции по сравнению с шинами с текстильным поясом. Пояс из стального корда, почти нерастяжимый, предотвращает изменение формы шины, т. е. жесткость в зависимости от скорости изменяется меньше.

Различное возрастание жесткости разных по конструкции шин особенно проявляется при повышенных скоростях движения. Поэтому оптимальная безопасность движения и хорошая плавность могут быть достигнуты только в том случае, если характеристики амортизаторов согласованы с соответствующей конструкцией шин.

Характеристика качения. Обусловленная изготовлением силовая неоднородность шины (см. п. 5.5.4) и дорожные неровности могут привести к «подпрыгиванию» колеса в диапазоне собственных частот колебаний $n_1 \approx 600$ мин$^{-1}$. Это обусловливает продолжительное изменение колесной нагрузки, что ведет к увеличению значения c_1' приблизительно на 5 %. Поэтому для определения динамической жесткости c_1'' необходимо умножение на коэффициент

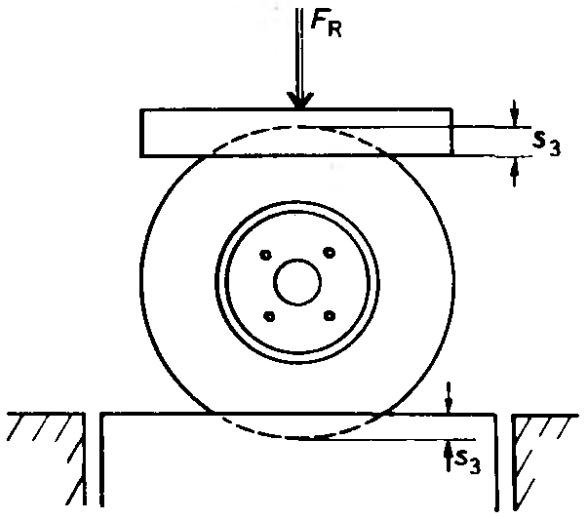


Рис. 5.83. Жесткость шины может быть определена на весах, если шина установлена между двумя плоскими поверхностями, превышающими по ширине шину

$k_A \approx 1{,}05$, учитывающий увеличение жесткости при качении:

$$c_1'' = k_A c_1' = k_F k_A c_1.$$

5.5.2. Определение статической жесткости

Существует целый ряд возможностей для измерения статической жесткости c_1. В шинной промышленности находят применение специальные испытательные стенды, на которых устанавливается комплектное колесо по своим крепежным отверстиям и при ступенчатом увеличении нагрузки измеряется прогиб шины. Если есть весы, то достаточно двух плоских поверхностей, чтобы зажать между ними шину (рис. 5.83). Следовало бы только обратить внимание, что, поскольку внутреннее давление в шине при увеличении нагрузки повышается, устанавливать давление для определения жесткости следует при нагрузке на колесо, соответствующей установке в автомобиле. При снижении нагрузки давление несколько уменьшается. Во время этого замера шина прогибается вверху и внизу, т. е. общее перемещение равно удвоенной величине s_3; в отличие от этого, нагрузка на автомобиле, проложенная через центр колеса, вызывает только деформацию пятна контакта. Если статические замеры выполняются не на плоскости, а на барабане диаметром от 2,0 до 2,5 м, то его кривизна вызывает дополнительный прогиб шины, и в диапазоне давлений воздуха от 0,16 до 0,25 МПа получаются заниженные значения жесткости: для радиальных шин на 20 Н/мм и для диагональных шин — примерно на 14 %.

При отсутствии каких-либо результатов замеров, приблизительное значение c_1 может быть рассчитано по размерам, нормированным стандартами (см. табл. 5.9 и 5.10). Для этого требуются: наружный диаметр D и статический радиус $r_{ст}$, мм, а также, если речь идет о радиальных шинах, — допустимая масса, приходящаяся на шину t_R, кг, которую имеет данная шина при давлении воздуха p_1, предписанном для нее инструкцией по автомобилю. С учетом поправочного коэффициента k_B, учитывающего конструкцию шины и рисунок протектора, и вводя нагрузку на колесо F_R, H, получаем для c_1:

$$F_R = t_R g = t_R \cdot 9{,}8\,[\text{Н}]; \quad c_1 = k_B \frac{F_R}{D/2 - r_{ст}};$$

$D/2 - r_{ст} = s_3$ — прогиб шины.

Поправочный коэффициент составляет: для шин *SR* серии «82» $k_B \approx 1{,}15$; для шин *SR* серии «70» $k_B \approx 1{,}3$.

Как указывалось выше, рисунок *M* & *S* уменьшает жесткость шин и для них коэффициент $k_B \approx 0{,}9$.

Рассмотрим в качестве примера шину 155 *SR* 13 с поясом из стального корда, приведенную в табл. 5.9, при $p_1 = 0{,}18$ МПа и $v = 150$ км/ч:

$$D = 578 \text{ мм}, \quad r_{ст} = 263 \text{ мм}, \quad t_R = 360 \text{ кг или } F_R = 3532 \text{ Н},$$

$$c_1 = k_B \frac{F_R}{s_ш} = 1{,}15 \cdot \frac{3532}{289 - 263}, \quad c_1 = 156 \text{ Н/мм}.$$

При 150 км/ч коэффициент $k_F = 1{,}05$ и с учетом $k_A = 1{,}05$ получается динамическая жесткость:

$$c_1'' = k_F k_A c_1 = 1{,}05 \cdot 1{,}05 \cdot 156,$$

$$c_1'' = 172 \text{ Н/мм}.$$

На шинах диагональной конструкции в отличие от радиальных существует примерно линейная зависимость между давлением воздуха и жесткостью. Поэтому в начале расчета нужно, используя поправочный коэффициент $k_B \approx 0{,}9$, исходить из максимально допустимой массы t_{max}, а затем, сравнивая предписанное давление воздуха p_1 с давлением при t_{max} (обозначаемым p_R), простым расчетом определить жесткость c_1. Рассмотрим для примера взаимозаменяемую с рассмотренной выше шину 6.15/155—13/4 *PR*. Требуемую допустимую массу $t_R = 340$ кг она имеет при $p_1 = 0{,}17$ МПа.

Из таблицы 5.3

$$D = 582 \text{ мм}, \; r_{ст} = 273 \text{ мм и } t_R = 385 \text{ кг при } p_R = 0{,}21 \text{ МПа};$$

$$c_R = k_B \frac{F_R}{D/2 - r_{ст}} = 0{,}9 \frac{385 \cdot 9{,}81}{291 - 273}, \quad c_R = 189 \text{ Н/мм};$$

$$c_1 = c_R \frac{p_1}{p_R} = 189 \frac{1{,}7}{2{,}1}, \quad c_1 = 153 \text{ Н/мм}.$$

Жесткость диагональной шины увеличивается с ростом скорости движения; чтобы получить значение c_1', нужно по рис. 5.82 определить коэффициент k_F. При скорости $v = 150$ км/ч он составляет $k_F = 1{,}3$. При $k_A \approx 1{,}05$ значение динамической жесткости c_1' получается:

$$c'' = k_F k_A c_R = 1{,}3 \cdot 1{,}05 \cdot 153, \quad c_1'' = 209 \text{ Н/мм}.$$

Таким образом, эта шина при 150 км/ч (т. е. на пределе допустимого для нее скоростного диапазона) имеет жесткость на 21,5 % больше, чем рассмотренная выше радиальная, и предъявляет по-

этому более высокие требования к амортизаторам. Выпускавшиеся ранее диагональные шины категории S, допускавшие скорость движения до 180 км/ч, и шины H (до 200 км/ч) имеют еще бóльшую жесткость.

5.5.3. Демпфирование шин

Измерения показали, что собственное демпфирование шины D_R в сравнении с демпфированием амортизатора D_1 настолько мало, что им можно пренебречь. Значение D_R определяется по формуле

$$D_R = \frac{k_1}{2\sqrt{c_1'' m_1}}.$$

Стоящий в числителе этой формулы коэффициент демпфирования шины k_1, начиная, примерно, со скорости $v = 70$ км/ч, имеет постоянное значение и составляет при среднем давлении воздуха: для диагональных шин — $k_1 \approx 45$ Н·с/м; для радиальных шин — $k_1 \approx 30$ Н·с/м.

Повышенное давление несколько уменьшает k_1, а пониженное приводит к небольшому его увеличению. По сравнению с этим коэффициент амортизатора k_2, имеющий значение около 1000 Н·с/м, примерно в 30 раз больше. Стоящее под корнем обозначение m_1 относится к неподрессоренной массе моста, приходящейся на одну сторону.

5.5.4. Силовая неоднородность

Едва ли возможно изготовить шину так, чтобы по всему периметру жесткость c_1' была одинаковой на различных скоростях; как показано, к примеру, на рис.5.84, она может колебаться в пределах от c_1 до c_8. Рассчитаем последствия этого для радиальной шины с поясом из стального корда, размером 175 SR 14, нагруженной силой $F_R = 4{,}5$ кН и накачанной до $p_R = 0{,}2$ МПа. Она имеет (по рис. 5.80) статическую жесткость $c_1 = 182$ Н/мм, которая, в соответствии с п. 2.5.1 при 120 км/ч должна быть еще умножена на коэффициент $k_F = 1{,}02$. Если принять диапазон колебания величины c'' ± 5 %, то получилось бы максимальное значение $c''_{1\max} = 195$ Н/мм, а наименьшее $c''_{1\min} = 177$ Н/мм. При нагрузке на шину $F_R = 4{,}5$ кН $= 4500$ Н она имела бы наименьший прогиб

$$s_{3\,\min} = \frac{F_R}{c_{1\,\max}} = \frac{4500}{195}; \quad s_{3\,\min} = 23{,}1 \text{ мм}$$

и наибольший $s_{3\,\max} = 25{,}4$ мм.

Разность составляет

$$\Delta s_3 = s_{3\,\max} - s_{3\,\min} = 2{,}3 \text{ мм}.$$

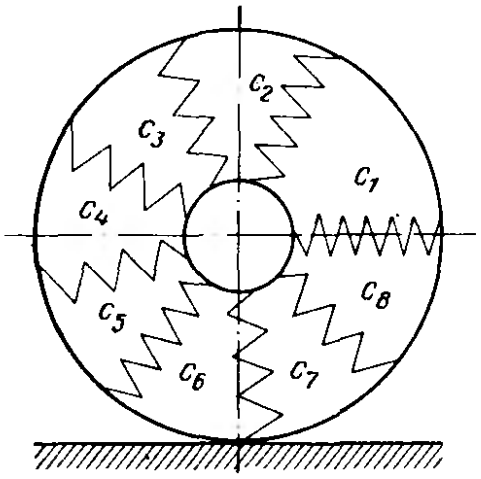


Рис. 5.84. Жесткость шины в различных точках по окружности может колебаться, что обусловлено изготовлением и представлено здесь жесткостями от c_1 до c_8

Такое колебание динамического радиуса шины $\Delta s_3 = 2{,}3$ мм может привести к колебаниям ΔF_n вертикальной силы, которые, однако, не превышают имеющегося в опорах подвески трения. При скорости около 120 км/ч и движении по совершенно ровной дороге за счет этого могут возникнуть равномерные вибрации, которые особенно проявляются на передней оси. К примеру, автомобиль может иметь жесткость передней подвески $c_{2V} = 15$ Н/мм на сторону. Тогда перемещение Δs_3 привело бы к изменению упругой силы:

$$\Delta F_n = c_2 \Delta s_3 = 15 \cdot 2{,}3; \quad \Delta F_n = 34{,}5 \text{ Н}.$$

Как указывалось в работе [25] (конец п. 1.6) сила трения в передней подвеске превышает $F_R = 100$ Н (на сторону), так что она может быть преодолена только в том случае, если имеют место большие колебания вертикальной силы, вызванные дорожными неровностями. Чем мягче подвеска автомобиля, тем сильнее может проявиться силовая неоднородность шин.

5.6. ХАРАКТЕРИСТИКА КАЧЕНИЯ

5.6.1. Сопротивление качению при прямолинейном движении

Коэффициент сопротивления качению, раньше обозначавшийся f_R, получил в стандарте ДИН 74250 выпуска 1975 г. обозначение k; чтобы избежать путаницы, ему был придан индекс R. Величина k_R оказывает очень большое влияние на максимальную скорость и расход топлива автомобиля; поэтому k_R должна быть возможно меньшим. Числовые значения коэффициента сопротивления качению в зависимости от скорости движения необходимы для построения диаграммы тягового баланса. Так же, как и жесткость шин, сопротивление качению зависит от конструкции шины, соотношения профиля, угла наклона нитей в корде, давления воздуха и рисунка протектора, а также от состава смеси протектора и состояния дорожной поверхности.

На рис. 5.85 приведены коэффициенты сопротивления качению шин различной конструкции в зависимости от скорости движения — данные получены в результате многочисленных замеров. Видно, что радиальные шины с поясом из стального корда, имеют наименьшие значения k_R, что обусловлено как раз действием этого стабильного пояса, охватывающего каркас. Несколько большее сопротивление имеют радиальные шины с текстильным поясом. Чем

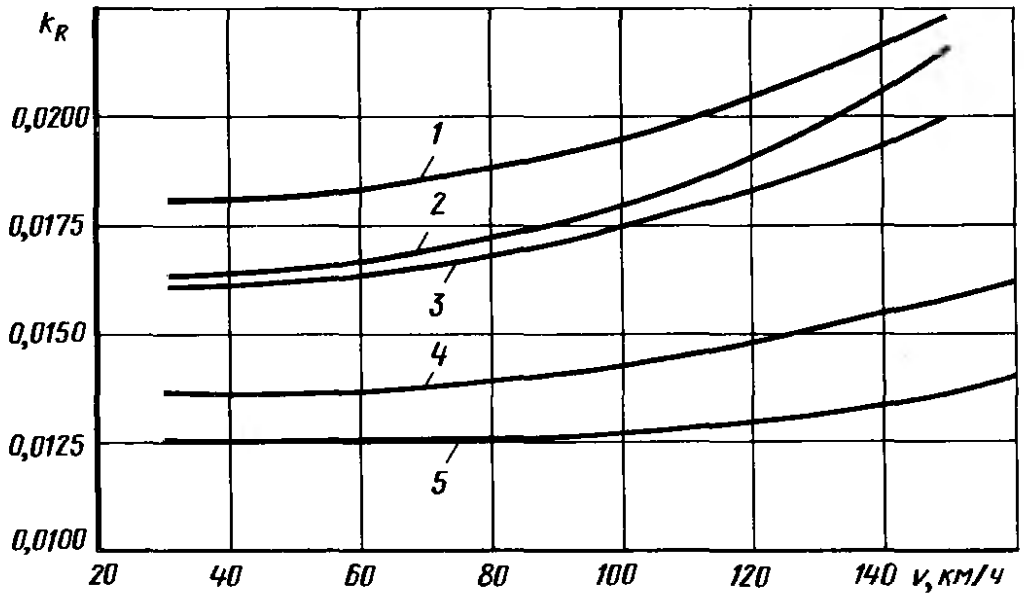


Рис. 5.85. Коэффициент сопротивления качению шин со стандартным дорожным рисунком протектора на гладкой ровной дороге при нагрузке, соответствующей экономичной грузоподъемности, и соответствующем ей давлении воздуха:

1 — шины «супербаллон»; *2* — низкопрофильные шины; *3* — сверхнизкопрофильные шины; *4* — радиальные с текстильным поясом; *5* — радиальные с поясом из стального корда

ближе профиль диагональной шины к круглому, тем больше сопротивление качению, связанное с большей работой деформации, и тем больше возрастание сопротивления с увеличением скорости; на рисунке хорошо видно различие между шинами «супербаллон» с $H/B = 0{,}95$ и шинами низкопрофильными с $H/B = 0{,}88$ или 0,82. Причина этого заключается в меньших углах наклона нитей корда к экватору (см. рис. 5.6) в шинах более плоского сечения, вследствие чего шина оказывает большее сопротивление деформациям. Чем острее может быть указанный угол, тем больше снижается показанный на рис. 5.85 коэффициент k_R. Спортивные и высокоскоростные шины диагональной конструкции для обеспечения требуемых скоростных качеств имеют меньшие углы наклона; по этой же причине у них меньше и коэффициент сопротивления качению, он лежит примерно посредине между кривыми для сверхнизкопрофильных и текстильных радиальных шин.

Коэффициенты сопротивления качению, представленные на рис. 5.85, являются экспериментальными значениями, которые могут быть перенесены на ровную дорогу; в качестве дополнения к ним на рис. 5.86 приведены полосы разброса по статистическим исследованиям, проведенным фирмой «Пирелли» на барабанном испытательном стенде. Здесь также хорошо видно, насколько лучше радиальные шины с поясом из стального корда, имеющие стандартный дорожный рисунок протектора; полоса показывает колебания между шинами распространенных размеров серий «82» и «70». На рис. 5.87 отражены отдельные испытания, где хорошо видно как преимущество шин *HR*, допускающих скорость до 210 км/ч. так и влияние плоских профилей: широкие шины имеют лучшие показатели, особенно при повышенных скоростях. Возможно, определенное значение сыграла здесь очень гладкая по-

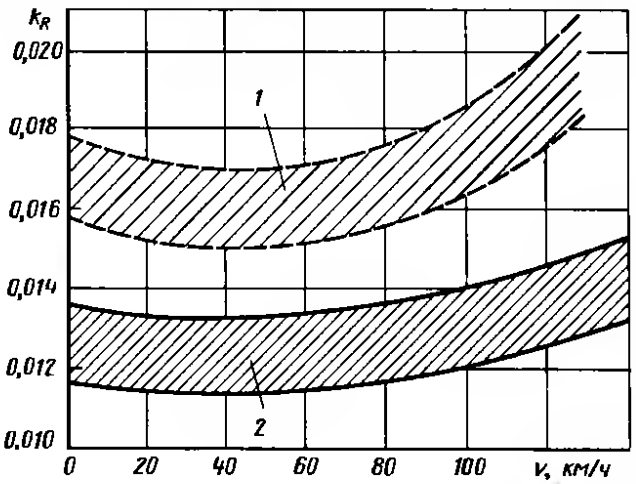


Рис. 5.86. Полосы разброса коэффициентов сопротивления качению диагональных и радиальных шин (пояс из стального корда), замеренные фирмой «Пирелли» на барабанном испытательном стенде:

1 — диагональные шины; *2* — радиальные шины

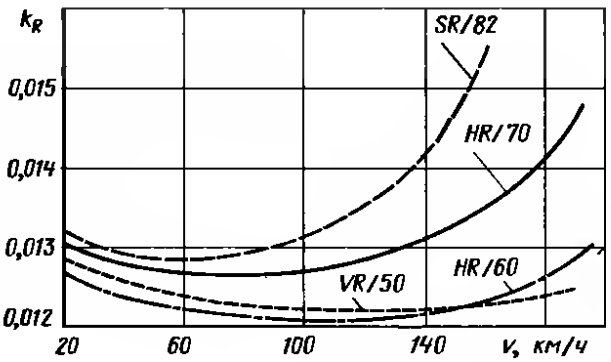


Рис. 5.87. Уменьшенное сопротивление качению широких шин серий «60» и «50» категорий HR и VR по сравнению с более распространенными шинами серий «82» и «70» особенно заметно на высоких скоростях. Шины категории SR имеют большее сопротивление, чем HR. Шина HR серии «82» по сопротивлению качению практически не хуже показанной здесь шины HR/70 (результаты стендовых испытаний на фирме «Пирелли»)

верхность барабана, тем не менее, и на ровной дороге широкие шины могут оказаться более благоприятными, чем шины серии «82». Причина этого — в меньшем прогибе s_3 и связанном с этим более коротким отпечатком (см. рис. 5.28). Однако если шина эксплуатируется с повышенным давлением воздуха или с уменьшенной нагрузкой, то коэффициент сопротивления качению снижается; фактическое значение k_R может быть приблизительно рассчитано из соотношения имеющегося давления p_1 и измерительного давления p_R при допустимой массе, приходящейся на шину t_R или сопоставления значения t_R с фактической нагрузкой на колесо (т. е. половиной нагрузки от оси $m_{V,h}/2$). Исходя из значений k_R, приведенных на рис. 5.85, можно рассчитать значение k'_R для радиальных шин с поясом из стального корда:

$$k'_R = k_R\left(1{,}3 - 0{,}3\,\frac{p_1}{p_R}\right) \quad \text{или}$$

$$k'_R = k_R\left(1{,}3 - 0{,}3\,\frac{t_R}{m_{V,h}/2}\right).$$

Выражение в скобках представляет собой коэффициент уменьшения, который будучи умножен на 100, определяет процент фактического сопротивления качению; это выражение в любом случае должно быть меньше единицы, если оно получится большим, то, вероятно, где-то допущена ошибка.

Рассмотрим для примера шину 155 *SR* 13, которая при 0,18 МПа несет массу всего $m_h/2 = 300$ кг. Согласно табл. 9.5

эта шина при заданном давлении может воспринимать t_R = 360 кг и k_R, по рис. 5.85 (при v = 150 км/ч) составляет 0,0131:

$$k'_R = 0{,}0131\left(1{,}3 - 0{,}3\frac{360}{300}\right) = 0{,}0131 \cdot 0{,}94;$$

$$k'_R = 0{,}0123.$$

За счет меньшей нагрузки коэффициент сопротивления качению уменьшился до 94 % исходного значения. Для текстильных радиальных и диагональных шин формула несколько изменяется:

$$k'_R = k_R\left(1{,}5 - 0{,}5\frac{p_1}{p_R}\right) \text{ или}$$

$$k'_R = k_R\left(1{,}5 - 0{,}5\frac{t_R}{m_{V,h/2}}\right).$$

За счет увеличения ширины профиля обода можно достичь уменьшения сопротивления качению, а именно около 4 % на каждый дюйм прибавки ширины.

5.6.2. Сопротивление качению при движении на подъеме

Для расчета предела по сцеплению на подъемах необходимо знать коэффициент сопротивления качению при очень малой скорости движения; в таких случаях следует подставлять следующие значения k_R для различных типов шин:

«Супербаллон»	0,0180
Низкопрофильные	0,0170
Сверхнизкопрофильные	0,0160
Радиальные с текстильным поясом, серии «82»	0,0140
Радиальные с поясом из стального корда, серии «82»	0,0135
Радиальные с поясом из стального корда, серии «70» и ниже	0,0130

5.6.3. Мощность сопротивления качению

Для построения диаграмм тягового и мощностного баланса требуется или сопротивление качению в виде силы в ньютонах или же мощность сопротивления качению P_R в килограммах. Если шины обеих осей имеют давление воздуха, соответствующее нагрузке на них, то формулы таковы:

$$W_R = k_R G_g \text{ [Н]} \quad \text{и} \quad P_R = \frac{W_R v}{3600} \text{ [кВт]},$$

где G_g — масса автомобиля, а число 3600 учитывает подстановку скорости v в км/ч.

Рассмотрим для примера легковой автомобиль, оснащенный радиальными шинами с поясом из стального корда размером 155 *SR* 13; масса автомобиля с половинной нагрузкой составляет

1050 кг, давление в шинах соответствует нагрузке на них. Требуется определить P_R при 140 км/ч.

$$G_g = m_g \cdot g = 1050 \cdot 9{,}81; \quad G_g = 10300 \text{ Н};$$

$$W_R = 0{,}0135 \cdot 10\,300; \quad W_R = 139 \text{ Н};$$

$$P_R = \frac{139 \cdot 140}{3600}; \quad P_R = 5{,}4 \text{ кВт}.$$

Если, вопреки предписаниям, в расчет подставляются величины в старых единицах технической системы (кгс и л. с.), то в формуле для определения P_R изменяется только величина в знаменателе:

$$W_R = k_R G_{V,h} \text{ (кгс) и } P_R = \frac{W_R v}{270} \text{ [л. с]}.$$

В нашем примере получилось бы:

$$P_R = \frac{0{,}0135 \cdot 1050 \cdot 140}{270} = 7{,}35 \text{ л. с.}$$

Если на одной, а возможно, и на обеих осях имеет место повышенное давление в шинах или уменьшенная нагрузка, то сопротивление качению может быть определено для передней и задней осей раздельно:

$$W_R = k'_{RV} G_V + k'_{Rh} G_h.$$

Разница по отношению к результату, полученному по упрощенной формуле $W_R = k_R G_g$, настолько мала в сравнении со значительно большим сопротивлением воздуха, что разделением передней и задней осей можно пренебречь.

5.6.4. Увеличение сопротивления качению

Все приведенные выше коэффициенты сопротивления качению относятся к гладкой, ровной дорожной поверхности в сухом состоянии, т. е. бетону или асфальту. Дорожные неровности увеличивают сопротивление качению, и коэффициент k_R возрастает на булыжнике примерно в 1,5 раза, на дороге с выбоинами примерно в 3 раза, на укатанном песке примерно в 4 раза и на рыхлом песке до 20 раз.

При движении по прямой увеличение коэффициента k_R происходит также в том случае, если передние или задние колеса на нагруженном автомобиле имеют положительное или отрицательное схождение, что может быть результатом либо неправильной установки, либо изменения параметров от хода подвески под нагрузкой. Процентное повышение коэффициента сопротивления качению зависит от конструкции шины и соотношения профиля и по замерам фирм «Пирелли» и «Континенталь» составляет для радиальных шин с поясом из стального корда:

	на легковых автомобилях		на грузовых автомобилях
	серии «60»	серия «82»	
$\alpha_S = 30'$	3 %	8 %	11 %
$\alpha_S = 1°$	20 %	35 %	30 %
$\alpha_S = 2°$	—	100 %	70 %

Указанный угол схождения α_S относится к одному колесу.

5.6.5. Сопротивление качению на повороте

Повышение сопротивления качению (причем самого сопротивления, а не коэффициента k_R) имеет место и при движении на повороте. Для сохранения скорости движения необходима бóльшая тяговая сила; водитель замечает это по тому, что для предотвращения замедления автомобиля необходимо увеличить подачу топлива. Составляющая ΔW_R, на которую возрастает сопротивление качению W_R на передней и задней осях, зависит от установившихся на этих осях — обычно различных — углов увода (см. рис. 5.102) и имеет приблизительно следующее значение:

спереди: $\Delta W_{RV} \approx 0{,}2\ W_{RV}\alpha_V$ и сзади $\Delta W_{Rh} \approx 0{,}2 W_{Rh}\alpha_h$. Углы $\alpha_{V,h}$ нужно подставлять в градусах. Суммарное сопротивление качению на повороте (радиус поворота существенной роли не играет):

$$W_{Rh} = W_R + \Delta W_{RV} + \Delta W_{Rh}.$$

5.6.6. Зависимость длины развертки от скорости

Во всех шинных справочниках можно найти данные относительно длины развертки U; об этом уже говорилось в конце п. 5.2.5. Приводимые числовые значения в миллиметрах относятся к отрезку пути при скорости 60 км/ч; уменьшение скорости движения приводит — независимо от конструкции шины — к уменьшению этого отрезка. Например, приведенная в табл. 5.9 радиальная шина 155 SR 13 имеет $U = 1765$ мм и статический радиус $r_{ст} = 263$ мм. Последний, будучи умножен на 2π, дает при скорости около нуля на 6 % меньшую развертку, а именно $U_0 = 1652$ мм. Для диагональной шины аналогичного размера 155—13/4PR (см. табл. 5.3) приводится значение $U = 1750$ мм, однако $r_{ст} = 273$ мм. Значение $U_0 = 1715$ мм лишь на 2 % меньше указанной развертки; диагональный каркас допускает меньший прогиб, чем мягкие боковые стенки радиальной шины *.

* С содержанием этого абзаца нельзя согласиться: радиус, рассчитанный по развертке — это радиус качения, а не статический и не динамический радиус. См. также аналогичное примечание в п. 2.2.5. — *Прим. перев.* Нельзя также согласиться с рис. 5.88, иллюстрирующим это положение. Уменьшение развертки радиальных шин при скоростях менее 60 км/ч в действительности не происходит и кривая для них практически совпадает с осью абсцисс. — *Прим. ред.*

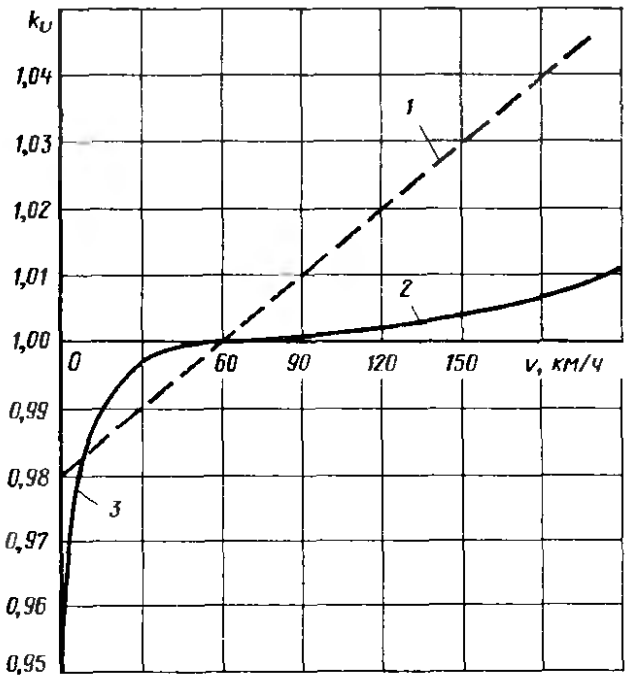


Рис. 5.88. Шины диагональной конструкции под действием центробежных сил больше увеличивают свои размеры, чем радиальные с текстильным поясом. В стандартах и справочниках приводится развертка при скорости 60 км/ч, поэтому для этой скорости $k_U = 1{,}00$. При меньшей скорости радиальные шины с поясом из стального корда имеют такое же уменьшение развертки, как и шины с текстильным поясом, а при скоростях свыше 60 км/ч они не изменяют размеров, и для них $k_U = 1$:

***1* — диагональные шины; *2* — радиальные шины с текстильным поясом; *3* — радиальные шины любые**

Другая картина наблюдается при скоростях свыше 60 км/ч: под действием центробежных сил диагональная шина может в большей мере «раздаться», чем шина, оснащенная поясом, — радиальная. При скорости 210 км/ч (исполнение *HR*) малоподатливый текстильный пояс допускает увеличение развертки на 1,1 %; при поясе из стального корда это увеличение настолько мало, что его даже не требуется учитывать. Важное значение имеют указанные зависимости при замене диагональных шин на радиальные (см. п. 5.2.9). Чем выше скорость, тем больше развертка диагональных шин, а значит, и проходимый путь. На рис. 5.88 показан поправочный коэффициент k_U, который необходимо учитывать при построении диаграммы мощностного баланса и определении передаточного числа спидометра. Значения этого графика взяты из Директивы 107 (лист 1) Экономического союза германской резиновой промышленности.

5.6.7. Продольные силы при переезде препятствий

Если шина катится по абсолютно ровной дороге, то поверхность контакта соответствует этой дороге, и прогиб s_3 с учетом скорости определяется нагрузкой на колесо F_R и жесткостью c_1'; возникающая продольная сила есть сопротивление качению.

Другое дело, если приходится переезжать дорожные неровности или препятствие (рис. 5.89). Контактная поверхность шины деформируется, и возникают дополнительные продольные силы. Показанная на рисунке сила при наезде $+F_L$ увеличивает W_R; сила при съезде была бы отрицательной (т. е. направленной вперед) и оказывала бы разгружающее действие. Величина F_L зависит как от скорости движения, так и от конструкции шины. На рис. 5.90 показаны результаты измерений, проведенных фирмой «Континенталь». Испытание заключалось в переезде препятствия прямоугольного сечения высотой 20 мм и длиной 60 мм при сохранении постоянного расстояния от центра колеса до поверх-

Рис. 5.89. Подшипник колеса не может передавать моменты, он передает только силы в направлении их действий; поэтому продольные силы F_L, обусловленные дорожными неровностями, должны рассматриваться в центре колеса в виде F'_L:

1 — направление движения; *2* — направление вращения

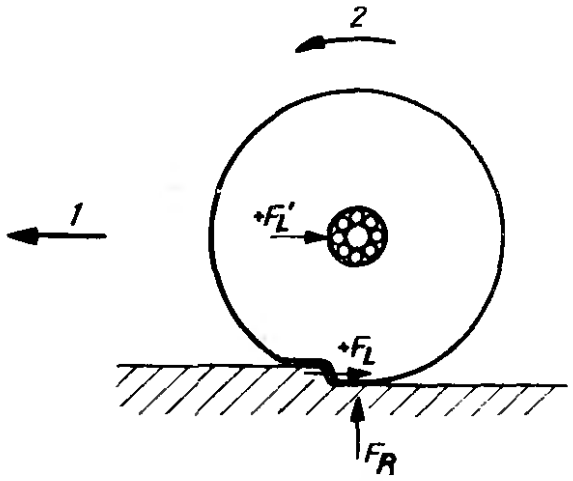
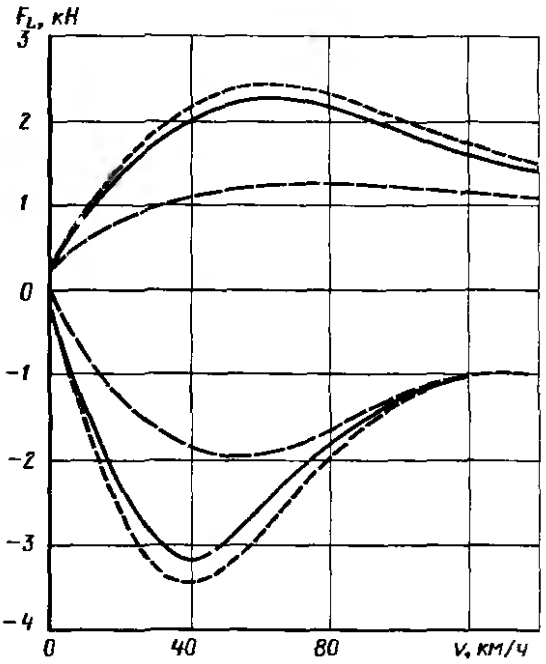


Рис. 5.90. Продольные силы $\pm F_L$, возникающие при переезде препятствия с различной скоростью. Пояс радиальных шин менее податлив в окружном направлении, что приводит к значительному увеличению сил. Нагрузка на колесо $F_R = 3$ кН, давление 0,14 МПа:

— — — шина 5.60-15/4 PR; - - - - шина 155 SR 15 (текстиль); ——— шина 55SR 151 (сталь)



ности барабана. В отличие от условий на автомобиле, где колесо может перемещаться, деформируя упругий элемент, в этих испытаниях перемещение колеса вверх было невозможно. Тем не менее представленные кривые наглядно показывают, во сколько раз меньшие продольные силы (F'_L) передает дальше на подшипник колеса диагональная шина 5.60-15/4 PR при скоростях до 60 км/ч, причем как при наезде на препятствие, так и при съезде с него. Кривые обоих вариантов радиальной шины 155SR15 расположены примерно вдвое выше; в этом и кроется объяснение того явления, что на более старых автомобилях, подвески которых не были приспособлены к радиальным шинам, при движении по крупному булыжнику возникал характерный шум. Сегодня все автомобили, за исключением «Фольксваген-1200», который в течение нескольких десятилетий выпускался почти без изменений, и некоторых зарубежных легковых автомобилей, имеют точно определенную по силе и перемещению продольную податливость в одной или нескольких точках опоры с каждой стороны подвески, чтобы эластично воспринимать продольные силы от радиальной шины, и в значительной мере препятствовать возникновению резонансов на кузове.

5.7. ТРЕНИЕ СКОЛЬЖЕНИЯ И СЦЕПЛЕНИЕ В ПРОДОЛЬНОМ НАПРАВЛЕНИИ

5.7.1. Проскальзывание

Если катящаяся шина передает в точке контакта продольную силу, например, тяговую F_a, то между шиной и поверхностью дороги возникает определенное относительное перемещение, т. е. кинематические потери. Периферия ведущего колеса имеет бóльшую скорость, чем сам автомобиль. Согласно стандарту ДИН 74250 (выпуск — ноябрь 1975 г.) проскальзывание имеет обозначение λ и рассчитывается по формуле:

$$\lambda = \frac{\text{окружная скорость периферии колеса — скорость автомобиля}}{\text{скорость автомобиля}}.$$

Для лучшего различения добавляется еще индекс «L», обозначающий продольное направление. Замеры базируются чаще всего на перемещении s_R периферии колеса в сравнении с пройденным расстоянием s_0, причем, при постоянной скорости. Если, к примеру, указанные расстояния составляют 101 и 100 м, то проскальзывание составит $\lambda = 0{,}01$ или 1 %. Формула для расчета этой величины в процентах:

$$\lambda_L = \left(\frac{s_R}{s_0} - 1\right) 100\,[\%].$$

5.7.2. Коэффициент сцепления

Чем больше сила, которую необходимо передать (например, на низших передачах при движении на подъеме или при разгоне), а также чем больше неровность и влажность дорожной поверхности, тем большее устанавливается проскальзывание. Как видно из рис. 5.91, на сухой дороге колеса при проскальзывании около 25 % имеют наилучшие возможности передачи сил, т. е. трение при этом максимальное, оно выражается коэффициентом сцепления μ_h. Относительно колеса μ_h определяется как продольная

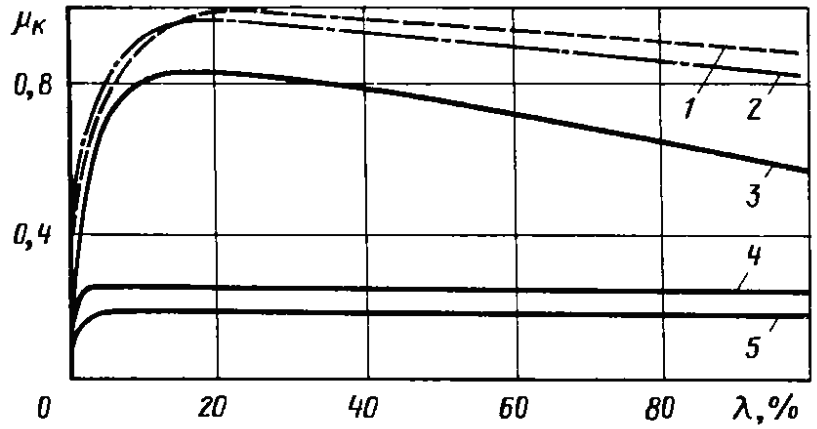


Рис. 5.91. Коэффициент сцепления μ_h шин с $H/B \geqslant 0{,}82$ при 80—90 %-ной глубине стандартного дорожного рисунка протектора на скорости около 60 км/ч, представленный в функции проскальзывания, на дорожных покрытиях различного состояния. Радиальные шины серии 70 на сухой дороге имеют значения примерно на 10 % выше, а серии 60— на 20 % выше:

1 — бетон сухой; *2* — асфальт сухой; *3* — асфальт мокрый; *4* — снег; *5* — лед

сила F_L, деленная на нормальную силу F_n (или нагрузку на колесо F_R), т. е.

$$\mu_h = \frac{F_L}{F_n}.$$

Относительно всей оси нужно делить тяговую силу F_a или тормозную силу F_b на нагрузку от оси $G_{V,h}$; к этому может добавиться еще перераспределение нагрузок по осям $\pm\Delta G$:

$$\mu_h = \frac{F_{AV,h}}{G_{V,h} \pm \Delta G} \text{ или } \mu_h = \frac{F_{BV,h}}{G_{V,h} \pm \Delta G}.$$

5.7.3. Коэффициент трения скольжения

Слишком сильное торможение или резкое увеличение подачи топлива приводит к тому, что проскальзывание достигает величин больше 25 %, т. е. коэффициент сцепления и возможность передачи сил падают. При 100 %-ном проскальзывании, т. е. при торможении с блокированными колесами либо трогании с места с буксующими колесами, коэффициент сцепления μ_h переходит в коэффициент трения скольжения μ_L. Этот показатель, как можно видеть из формы кривых на рис. 5.91 справа, имеет значение на 15—30 % ниже. Коэффициенты μ_h и μ_L зависят от скорости движения, что подтверждено многочисленными испытаниями. Как видно из рис. 5.92, на сухой дороге при скоростях менее 10 км/ч возможны максимальные значения $\mu_L = 1{,}25$, что можно объяснить явлением «зацепления» между элементами дорожной поверхности и протектора. Радиус шины при этом уменьшается от динамического до статического (см. п. 5.6.3), следствием чего является увеличение длины и ширины пятна контакта. Поэтому в расчеты на прочность должно входить именно это значение коэффициента трения скольжения, чтобы обеспечить долговечность деталей шасси при действии возникающих в этом случае нагрузок.

Увеличение скорости движения приводит к падению коэффициентов сцепления и трения скольжения на диагональных шинах:

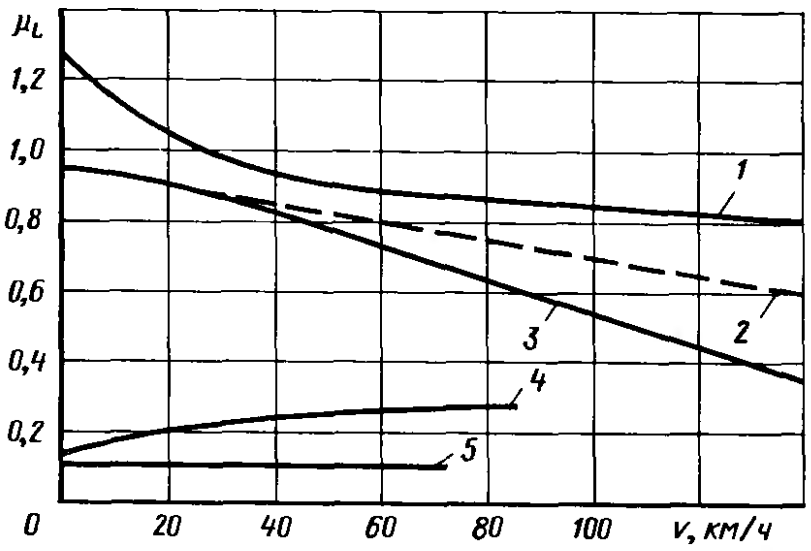


Рис. 5.92. Коэффициент трения скольжения μ_L при блокированных колесах, в зависимости от скорости движения и состояния дороги. Испытания проведены на радиальных шинах серин 82 с поясом из стального корда и дорожным рисунком, глубина которого составляла 80—90 % первоначальной. Температура льда составляла около 0°:

1 — сухо; *2* — сыро; *3* — мокро; *4* — снег; *5* — лед

центробежные силы приводят к увеличению динамического радиуса, что показано на рис. 5.88, в результате чего площадь контакта уменьшается и возможность передачи продольных сил снижается. При скорости 80 км/ч возможно лишь значение $\mu_L \approx 0{,}8$, а при 140 км/ч $\mu_L \approx 0{,}65$. Радиальные же шины с поясом из стального корда при скоростях выше 60 км/ч практически не изменяют своей формы. Это обеспечивает то преимущество, что на таких шинах серии «82» коэффициент трения скольжения на сухой дороге падает значительно меньше и (как можно видеть на рис. 5.92) при скорости 140 км/ч можно еще считаться с $\mu_L = 0{,}8$. Шины серии «70» имеют значения примерно на 5 % выше, а серии «60» — на 10 %. Аналогичным образом широкие шины имеют больший коэффициент трения скольжения и на влажной дороге, при всех других погодных условиях они не обеспечивают каких-либо преимуществ.

Замедление A автомобиля, как безразмерная величина, есть значение замедления a, деленное на ускорение g свободного падения; результат получится в процентах, если полученное значение умножить на 100. Так как коэффициент сцепления $\mu_h = a/g$ (см. п. 5.8.3), то A легко может быть рассчитано через μ_h:

$$A = \frac{a}{g} 100 = \mu_h 100\,[\%]$$

и $\mu_h \approx 1{,}2\mu_L$ (μ_L брать по рис. 5.92).

5.7.4. Влияние дорожной поверхности

На неровных дорожных поверхностях или поверхностях с меньшей шероховатостью коэффициент трения имеет меньшие значения, чем на цементобетоне. В табл. 5.41 собраны для сравнения средние значения, действительные для скорости около 60 км/ч; при больших скоростях приведенные значения будут меньше. Зна-

5.41. Средние значения коэффициента трения скольжения μ_L на дорожных поверхностях различного состояния

Покрытие дороги	Состояние дорогн			
	сухо	мокро	грязно	гололедница
Цементобетон	0,90	0,75	0,50	0,11
Асфальт	0,85	0,60	0,30	0,10
Булыжник крупный	0,70	0,65	0,35	0,08
Булыжник мелкий	0,80	0,55	0,30	0,08

Примечание. Значения действительны прн скорости двнжения около 60 км/ч и стандартном дорожном рисунке протектора глубнной не менее 80 % первоначальной.

чение коэффициента трения скольжения зависит не только от дороги, но в равной степени и от шины: вида и глубины рисунка протектора, каркаса. Вопреки распространенному прежде мнению, гладкая шина — без рисунка протектора — на сухой дороге имеет лучшее сцепление, чем шина с полным или малоизношенным рисунком. Однако на мокрой дороге и в особенности на льду картина получается обратная (рис. 5.93); по этой причине в законодательстве (Правила допуска к эксплуатации, § 36, абзац 2) записано:

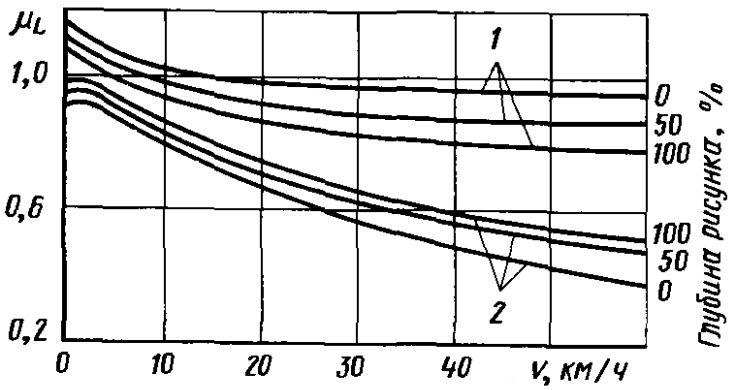


Рис. 5.93. Коэффициент трения скольжения в зависимости от скорости: на сухой дороге гладкая шина имеет больший коэффициент μ_L, чем шина с рисунком протектора, на мокрой же дороге картина обратная:
1 — сухо; *2* — мокро

«Пневматические шины автомобилей и прицепов по всей окружности и по всей ширине протектора должны быть снабжены канавками или прорезями. Эти канавки и прорези в любом месте протектора должны иметь глубину не менее 1 мм».

Однако на льду и во время дождя этого минимального значения оказывается далеко недостаточно.

5.7.5. Аквапланирование

Еще меньшим сцеплением, чем равномерно смоченная дорожная поверхность, обладает такая поверхность непосредственно после начала дождя; на рис. 5.94 наглядно представлено изменение во времени коэффициента сцепления в начале и во время слабого дождя. Во время сильного дождя и ливня на дороге образуются лужи, опасность которых зависит как от их глубины, так и от скорости движения (рис. 5.95). Оба эти фактора способствуют «всплытию» шины, или, употребляя специальную терминологию, появлению аквапланирования. Рис. 5.96 (публикация фирмы «Данлоп») наглядно иллюстрирует этот эффект всплытия и, кроме того, показывает: при гладких шинах на скорости около 100 км/ч имеющийся коэффициент сцепления составляет всего около $\mu_k = 0{,}1$, что делает передачу сил между шинами и дорогой весьма проблематичной. При торможении в этом случае автомобиль продолжал бы двигаться прямо с почти неизменной скоростью; шины не могли бы передавать больше боковых сил и управляемость была бы утрачена автомобилем. Воздействие внешних сил в это время могло бы сместить автомобиль в сторону.

Более благоприятным, чем стандартный дорожный рисунок протектора, является рисунок шин M & S и повышенного сцеп-

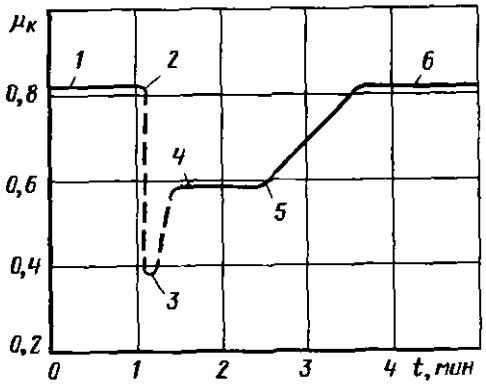


Рис. 5.94. Изменение коэффициента сцепления в зависимости от времени при слабом дожде:

1 — сухо; *2* — начало дождя; *3* — действие смочениой водой пыли; *4* — мокро; *5* — окончание дождя; *6* — сухо

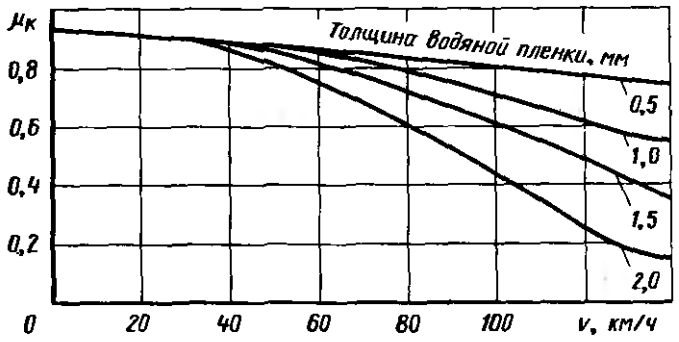


Рис. 5.95. Коэффициент сцепления радиальных шин серии 82 с 95 %-ным стандартным дорожным рисунком протектора в зависимости от скорости при различной толщине водяной пленки

ления, показанных на рис. 5.11 и 5.13; крупные выступы легче продавливают водяную пленку. Склонность к аквапланированию определяется удельным давлением, поэтому узкие шины при их относительно небольшой площади контакта имеют меньшую склонность, а широкие шины низкого профиля уже при малом износе более склонны к этому. Если износ составляет 50 %, то, как показали исследования на стенде с внутренним барабаном, μ_L при скорости 140 км/ч и толщине водяной пленки всего 1 мм в зависимости от соотношения профиля H/B от 0,82 до 0,60 может упасть до следующих значений:

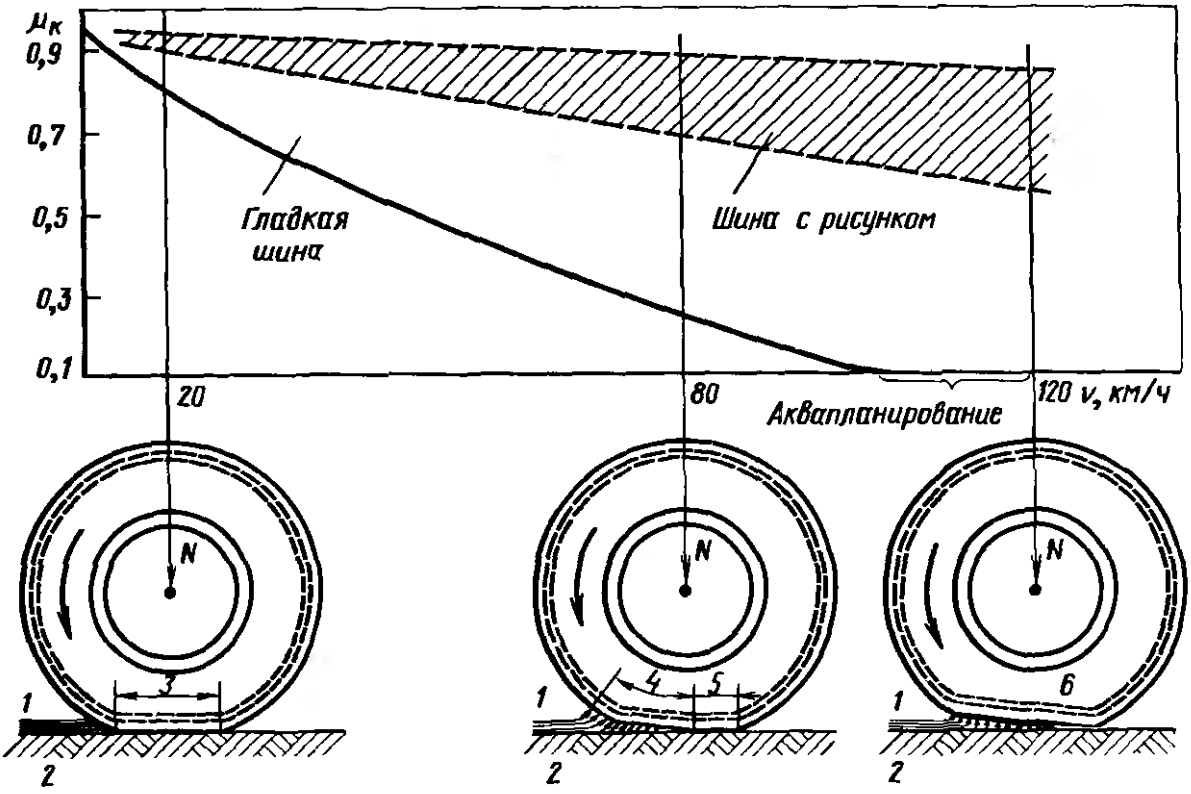


Рис. 5.96. При наличии луж на дороге появляется опасность «всплытия» гладкой шины при повышенных скоростях и толщине водяной пленки свыше 1 мм:

1 — водяная пленка; *2* — дорога; *3* — полная площадь контакта; *4* — водяной клин; *5* — уменьшенная площадь контакта; *6* — отсутствие контакта

серия «82»: $\mu_L = 0{,}27$; серия «70»: $\mu_L = 0{,}14$, серия «60»: $\mu_L = 0{,}06$.

К этому надо добавить еще зависимость от давления воздуха: чем оно больше, тем выше скорость v_A, при которой начинается всплытие шины при $H/B \geqslant 0{,}82$. Это наглядно иллюстрирует формула, выведенная из опытов и относящаяся к глубине воды около 15 мм:

$$v_A = 63\sqrt{10 p_R}\ \text{[км/ч]}.$$

Если подставить обычное для передней оси давление в шинах $p_R = 0{,}18$ МПа, то получим $v_A \approx 85$ км/ч, если p_R снижается до 0,14 МПа, скорость v_A падает до 75 км/ч.

5.7.6. Трение по льду и по снегу

Такие же проблемы, как летом вода, доставляет зимой гололедица. Как видно из рис. 5.92 и табл. 5.41, значения коэффициента сцепления составляют при этом $\mu_h \approx 0{,}1$. Эти значения зависят еще от глубины и вида рисунка протектора. Кроме этого, оказывает влияние различная температура льда. На рис. 5.97 показаны значения коэффициента трения скольжения μ_L текстильных радиальных шин серии «82» с рисунком профиля *M & S* в зависимости от скорости движения, а на рис. 5.98 — значительно более высокие значения коэффициента сцепления μ_h. Из обоих графиков видно, что особенно критические условия имеют место при температуре около нуля, а «холодный» лед имеет значительно лучшие свойства. Диагональные шины, практически больше не применяемые зимой, имеют при 0 °С меньшие значения коэффициентов трения, чем радиальные шины.

Как видно из рис. 5.92, для шин с 90 %-ным дорожным рисунком протектора и при температуре льда около 0 °С коэффициент трения скольжения составляет независимо от скорости движения $\mu_L \approx 0{,}1$. Это значение уменьшается до $\mu_L = 0{,}07$, если высота рисунка имеет минимальное допустимое значение 1 мм, и до $\mu_L \approx 0{,}05$ при изношенной, совершенно гладкой шине.

До зимы 1974/75 гг. в ФРГ еще допускалось применение шин с шипами (см. рис. 5.12), при условии, однако, что скорость движения не должна превышать 100 км/ч. Чем больше выступание шипов над протектором, тем выше коэффициент трения скольжения μ_L (лучше разгон и торможение при гололедице, рис. 5.99), однако и тем больше повреждается поверхность дороги при «незимних» погодных условиях. К этому надо добавить еще один

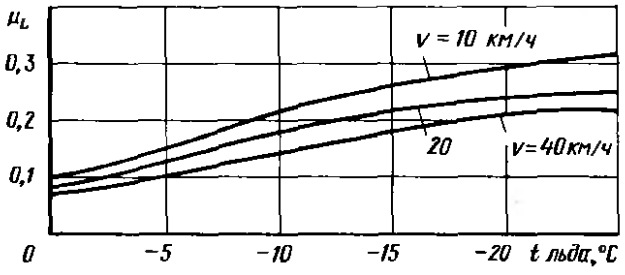


Рис. 5.97. Зависимость коэффициента трения скольжения от температуры льда при различной скорости движения для радиальной шины серии «82» с рисунком *M & S*

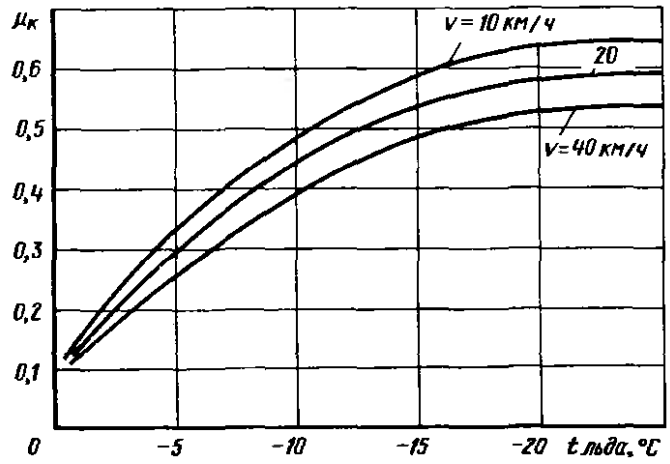


Рис. 5.98. При температуре около 0° коэффициент сцепления μ_k шины серии «82» с рисунком *M* & *S* лишь незначительно превышает коэффициент трения скольжения μ_L; при более низких температурах μ_k может вдвое превышать μ_L

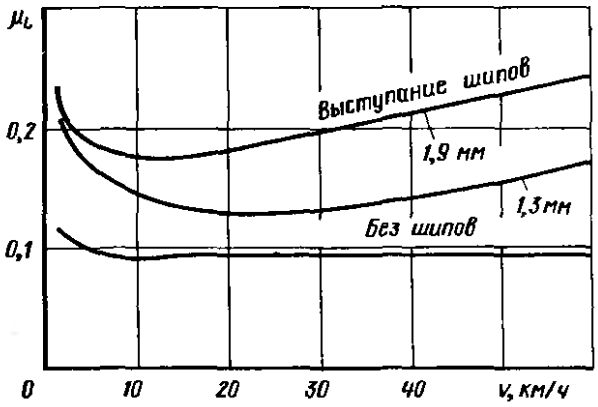


Рис. 5.99. Влияние величины выступания шипов на коэффициент трения скольжения на льду при температуре около —5 °С. Чтобы предупредить повреждение дорожного покрытия, величина выступания шипов не должна быть более 1,5 мм

недостаток: меньшие коэффициенты трения на сухой или сырой дороге (табл. 5.42). Последнее касается также рисунка протектора *M* & *S*. Водитель автомобиля, оснащенного такими шинами, должен помнить, что хотя в зимних условиях он может ехать более уверенно, однако на сухой и сырой дороге ему необходимо считаться не только с увеличением тормозного пути, но и с необходимостью снижения скорости на поворотах.

5.8. СЦЕПЛЕНИЕ В БОКОВОМ НАПРАВЛЕНИИ

5.8.1. Боковые силы, увод шин и поворачиваемость автомобиля

Катящаяся шина только тогда в состоянии передать боковые силы, если она вращается под углом к направлению своего перемещения. Если возмущающая боковая сила, например аэродина-

5.42. Средние значения коэффициентов трения скольжения μ_L шин с различным рисунком протектора при скорости около 60 км/ч на цементобетоне в различном состоянии

Рисунок протектора и конструкция шины	Состояние дороги			
	сухое	мокрое	укатанный снег	обледенелое
Радиальная шина с поясом из стального корда, со стандартным дорожным рисунком	0,90	0,75	0,25	0,11
Радиальная шина с поясом из стального корда с рисунком *M* & *S*	0,80	0,65	0,33	0,16
Радиальная шина *M* & *S* — *E* (с шипами)	0,68	0,60	0,30	0,25

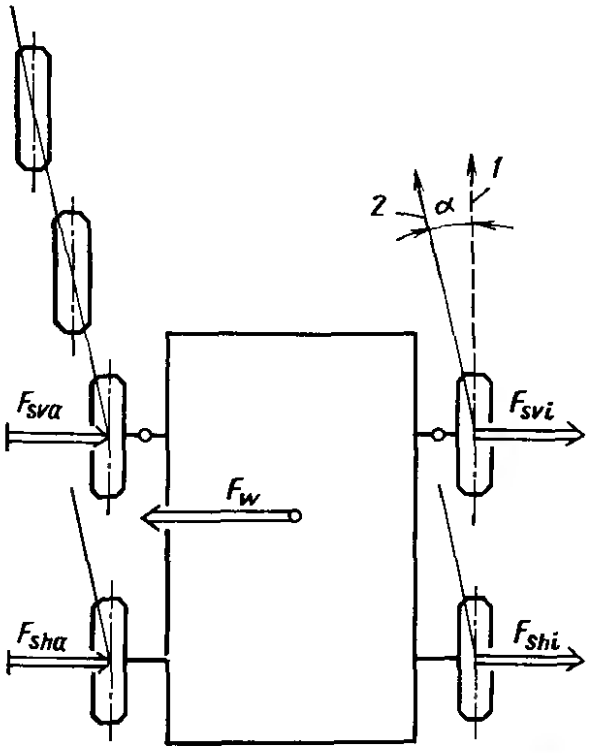


Рис. 5.100. Шины только тогда в состоянии передать действующую на автомобиль боковую силу F_w, если они катятся под углом к направлению движения:
1 — исходное направление движения; *2* — новое направление движения

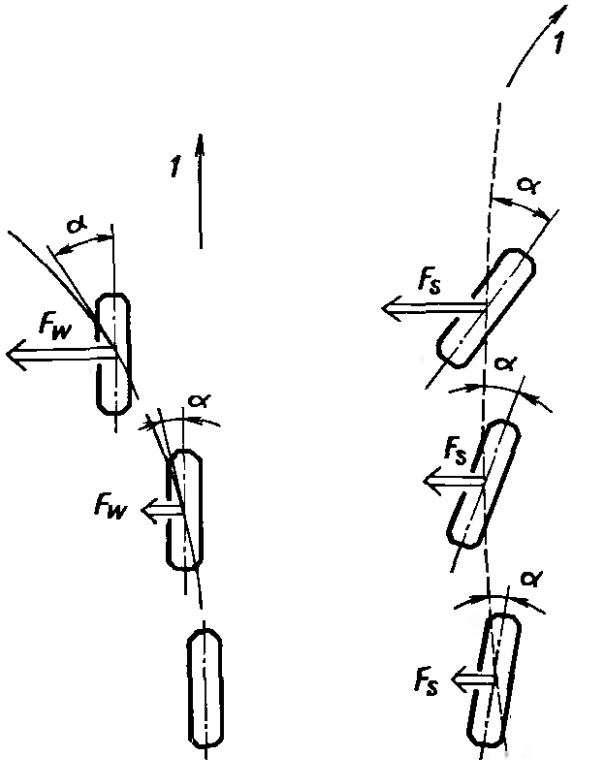


Рис. 5.101. Чем больше действующая боковая сила F_w, тем больший устанавливается угол увода α:
1 — направление движения

Рис. 5.102. Растущие боковые силы F_s на повороте, вызванные центробежной силой F_{sf}, приводят к увеличению углов увода α:
1 — направление движения

мическая или скатывающая на склоне F_w, приложена в центре масс автомобиля, то в точках контакта колес, как показано на рис. 5.100, возникают боковые силы F_{sva}, F_{svi}, F_{sha} и F_{shi}. Под воздействием F_w автомобиль изменяет направление своего движения, т. е. он отклоняется от исходного направления на угол α. Чем больше возмущающая сила, тем больше угол увода α, ибо только при возросшем угле шины могут передавать повышенные боковые силы; таким образом, сила и угол находятся в равновесии (рис. 5.101).

При движении на повороте возмущающей силой будет центробежная сила F_{cf}, которая зависит от скорости v (м/с) и радиуса поворота r_0 (м) по которому перемещается центр масс автомобиля:

$$F_{cf} = m_g \frac{v^2}{r_0} \text{ [Н]}.$$

Чем быстрее проходит автомобиль поворот, тем в большей степени

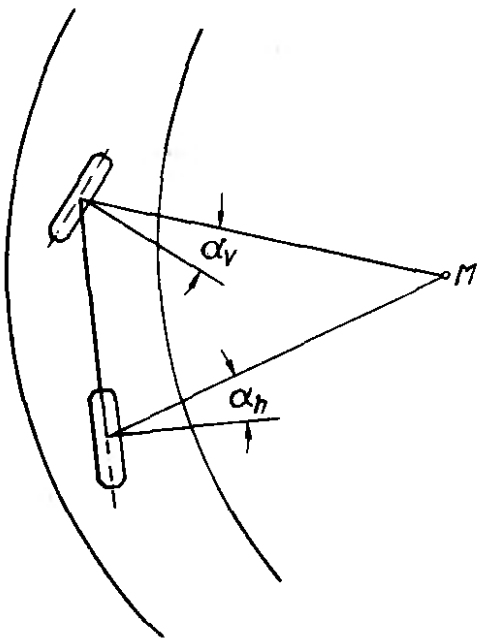


Рис. 5.103. Если при движении на повороте $\alpha_v \approx \alpha_h$, то говорят о нейтральной поворачиваемости автомобиля

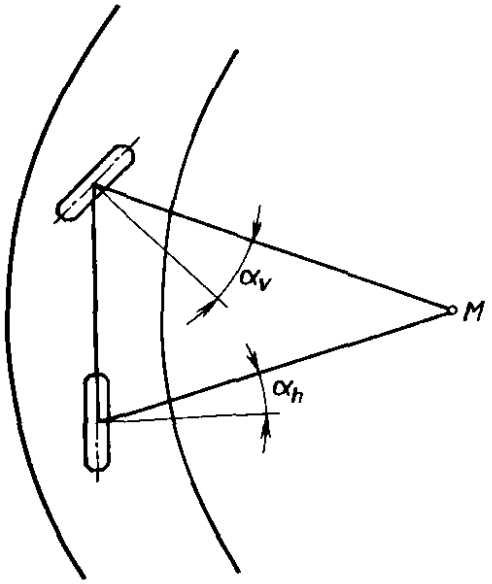


Рис. 5.104. Если на передних колесах устанавливается больший угол увода α_v, чем на задних α_h, считают, что такой автомобиль обладает недостаточной поворачиваемостью

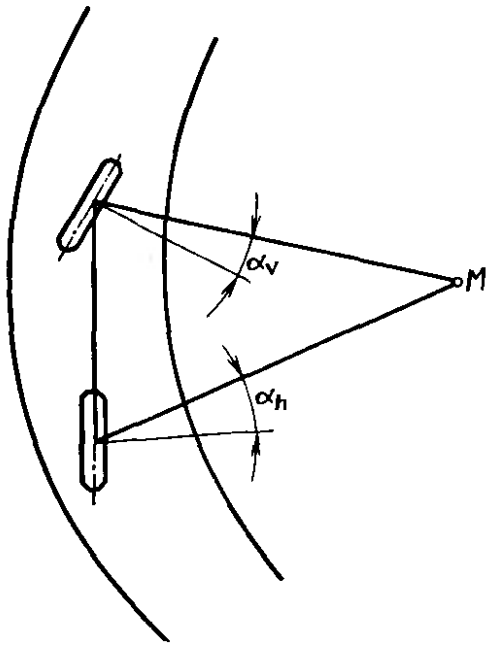


Рис. 5.105. Если на задних колесах устанавливается больший угол увода α_h, чем на передних α_v, считают, что автомобиль обладает избыточной поворачиваемостью

возрастают боковые силы и тем больше становятся углы увода (рис. 5.102). При этом нужно различать углы увода α_v в точках контакта передних колес и α_h — задних колес. Разность между ними является мерой поворачиваемости, т. е. определяет поведение автомобиля на повороте. Поворачиваемость будет нейтральной, если $\alpha_v \approx \alpha_h$ (рис. 5.103), недостаточной при условии $\alpha_v > \alpha_h$ (рис. 5.104) и избыточной при $\alpha_v < \alpha_h$ (рис. 5.105). Чтобы нагляднее представить эти состояния движения, на трех указанных рисунках колеса каждой оси показаны совмещенными в середине автомобиля; так что здесь показано не одноколейное транспортное средство, например, мотоцикл. Как видно из рис. 5.104, на автомобиле с недостаточной поворачиваемостью, чтобы заставить следовать его по траектории поворота, необходимо повернуть руль на больший угол, в противоположность автомобилю с избыточной поворачиваемостью (рис. 5.105), руль которого надо повернуть обратно, чтобы противодействовать смещению задней части автомобиля наружу. При бо́льших радиусах поворота средний угол поворота колес β_m менее 5°, поэтому можно исходить из того, что $\beta_m \approx \beta_a \approx \beta_t$. Исходя из соотношений, приведенных в п. 4.7 работы [25] угол β_m может быть легко определен по разнице α_v и α_h, если все эти углы в радианах;

$$\beta_m = \frac{L_R}{\rho_V} + \alpha_V - \alpha_h.$$

К этому надо добавить, что центр масс легкового автомобиля с избыточной поворачиваемостью перемещается по дуге большего радиуса r_0, а это равнозначно увеличенной центробежной силе F_{cf}, основная часть которой должна передаваться шинами задней

оси. Чем больше задняя часть автомобиля смещается наружу, тем больше становится F_{cf}:

$$F_{cf} = m_g r_0 \omega^2 = m_g \frac{v^2}{r_0}.$$

5.8.2. Боковые силы увода на диагональных шинах

Для предварительного определения поворачиваемости легкового автомобиля конструктору необходимо знать силы бокового увода запланированной шины, причем не только в зависимости от угла увода, но и с учетом различных нагрузок на колесо. При движении на повороте происходит увеличение нагрузки на наружные переднее и заднее колеса с одновременным разгружением на ту же величину внутренних колес. Так что при определении поворачиваемости нужно исходить из фактических возникающих колесных нагрузок. Каждый изготовитель шин и автомобилей в настоящее время располагает испытательными стендами, которые позволяют замерять боковые силы F_s в зависимости от угла увода α и нагрузки на колесо F_R; при этом скорости от 5 до 60 км/ч являются обычными при таких испытаниях. Исследования показали, что передаваемая шиной боковая сила почти не зависит от скорости движения и радиуса поворота, в отличие от других параметров, которые отчасти значительно влияют на поведение, таких, как состояние дорожной поверхности, давление воздуха, вид и высота рисунка протектора, соотношение профиля, угол наклона нитей корда и конструкция шины.

Диагональные и радиальные шины с плоским профилем, т. е. $H/B \approx 0{,}82$ и менее (см. рис. 5.9), могут при равных углах увода передавать бо́льшие боковые силы, чем, к примеру, низко-

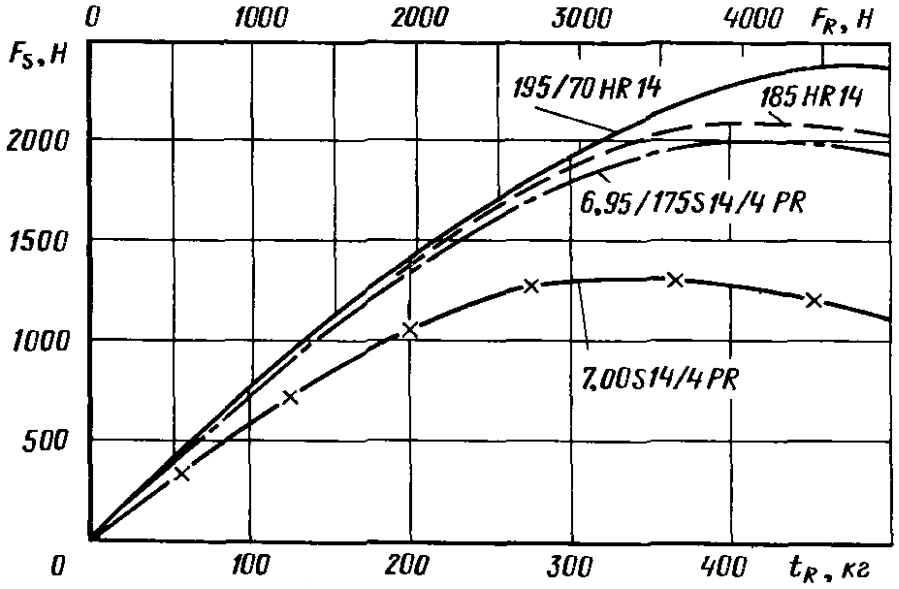


Рис. 5.106. Боковая сила F_s различных шин, смонтированных на колесе $5^1/_2$ JK× × 14, в функции нагрузки на колесо на сухом барабане при 0,16 МПа и $\alpha = 4°$. Радиальная шина HR серии «82» и сверхнизкопрофильная диагональная имеют почти одинаковые характеристики; хорошо видно преимущество шины серии 70 195/70 HR 14 с ростом нагрузки на колесо

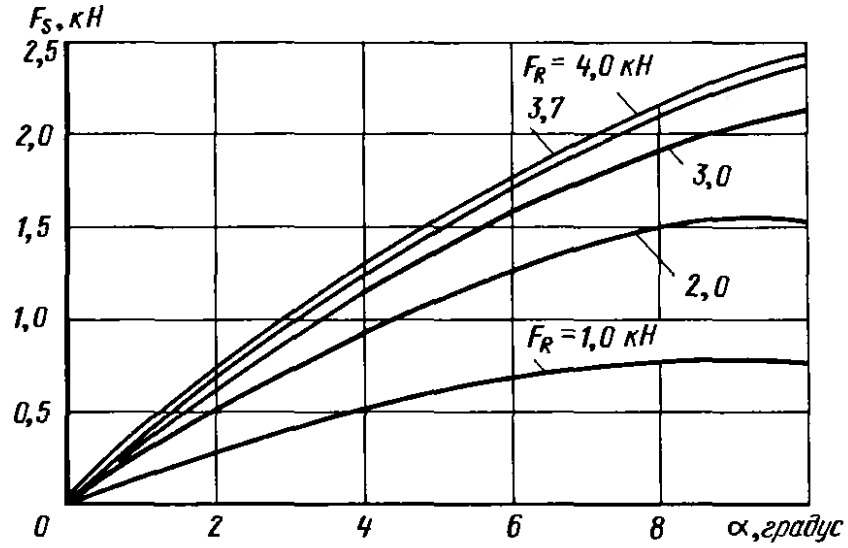


Рис. 5.107. Боковая сила F_S, замеренная на сухом барабане в функции угла увода α при параметре — нагрузка на колесо F_R. Шина супербаллон 5.60-15/4 *PR* на ободе 4J×15 при давлении 0,17 МПа

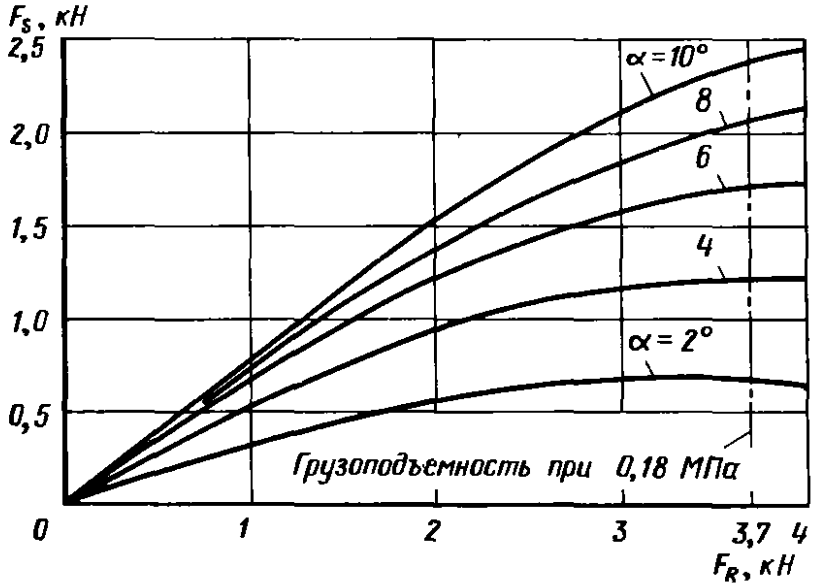


Рис. 5.108. Более удобный вид представления тех же результатов замеров, что на рис. 5.107: здесь параметром является угол увода α

профильные шины ($H/B \approx 0{,}88$, рис. 5.106). Аналогичное влияние оказывает показанный на рис. 5.6 угол наклона нитей корда к экватору: чем он острее, тем лучше передача боковых сил.

Для представления уводных характеристик применяются два различных вида графиков, а именно: сила F_s в функции угла увода α при параметре колесная нагрузка F_R (рис. 5.107) или F_S в функции F_R при параметре α (рис. 5.108). Второй способ изображения лучше подходит для считывания определенных углов увода.

5.8.3. Боковые силы увода и коэффициенты сцепления радиальных шин с поясом из стального корда

Радиальные шины с поясом из стального корда, получившие почти исключительное распространение на французских и итальянских легковых автомобилях, а также автомобилях ФРГ, имеют (как можно видеть на рис. 5.85) не только меньшее сопротивление качению, чем аналогичные диагональные, но и лучшие характеристики сопротивления уводу (см. рис. 5.106). Показанная на предыдущих рисунках шина «супербаллон» 5.60-15/4 PR (устанавливавшаяся на автомобиль «Фольксваген-кефер») имеет при $p_R = 0{,}17$ МПа экономичную воспринимаемую массу $t_R =$

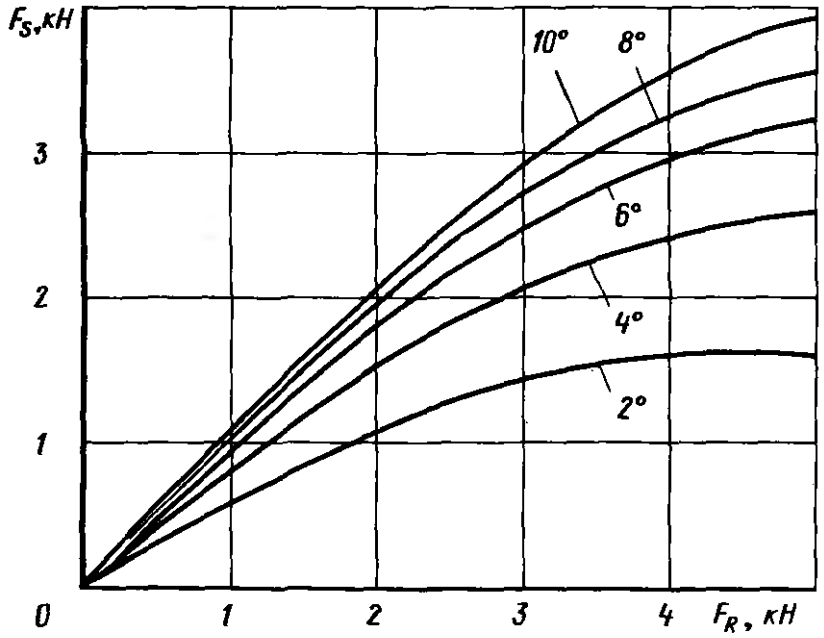


Рис. 5.109. Зависимость боковой силы от радиальной нагрузки на колесо, замеренная на сухом барабане. Радиальная шина с поясом из стального корда, 155 *SR* 13, со стандартным дорожным рисунком протектора, при давлении 0,18 МПа. Допустимая масса, приходящаяся на шину при этом давлении $t_R = 360$ кг, что соответствует нагрузке на колесо $F_{R0} = 3{,}53$ кН

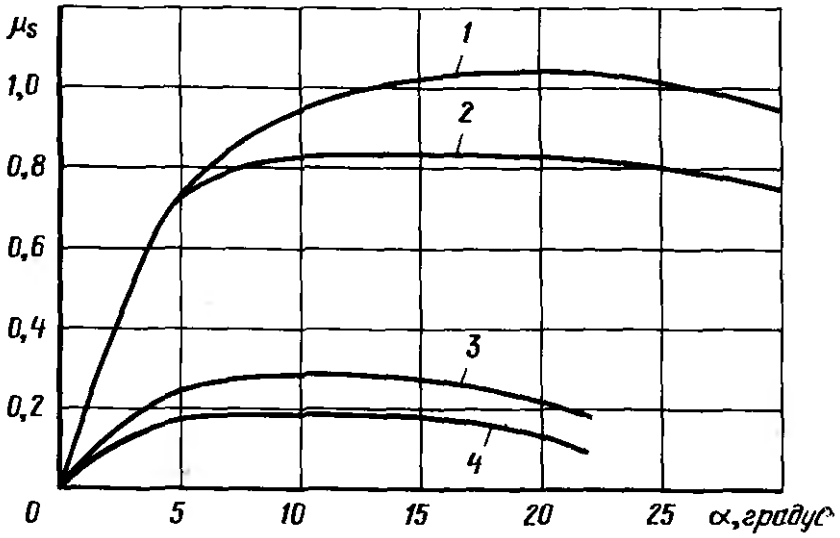


Рис. 5.110. Коэффициент бокового сцепления μ_s в функции угла увода при различных состояниях дорожной поверхности для шин с $H/B \geqslant 0{,}82$ и примерно 90 %-ной глубиной рисунка протектора. Температура льда — 4 °С. Нагрузка на колесо F_R во время замеров поддерживалась постоянной, чтобы через боковую силу F_s можно было перейти к безразмерной величине μ_s:

1 — сухой шероховатый бетон; *2* — сухой гладкий бетон; *3* — снеговое покрытие; *4* — шероховатое ледовое покрытие

$= 370$ кг (или $F_R = 3{,}63$ кН). Наиболее распространенная в настоящее время радиальная шина 155SR13 при $p_R = 0{,}18$ МПа и равном угле увода $\alpha = 10°$, несмотря на меньший диаметр, передает боковую силу, на 42 % бо́льшую (рис. 5.109), а именно:

$$F_s = 3{,}5 \text{ кН при } F_R = 4 \text{ кН}.$$

Диагональная шина 5.60—15/4 PR при тех же условиях имеет всего $F_S = 2{,}45$ кН.

На испытательных стендах боковые силы определяются, как правило, при углах увода только до 10°, ограничения здесь обусловлены поверхностью барабана с коэффициентом $\mu = 0{,}8 \div 0{,}9$, т. е. при бо́льших углах едва ли будет происходить дальнейшее возрастание коэффициента бокового сцепления $\mu_s = F_S/F_R$. Через μ_S можно легко подсчитать скорость движения на повороте v (км/ч) или, наоборот, из v определить значение μ_s:

$$\mu_S = \frac{v^2}{128} = \frac{a_{cf}}{g} \left(\frac{\text{боковое ускорение}}{\text{ускорение свободного падения}} \right).$$

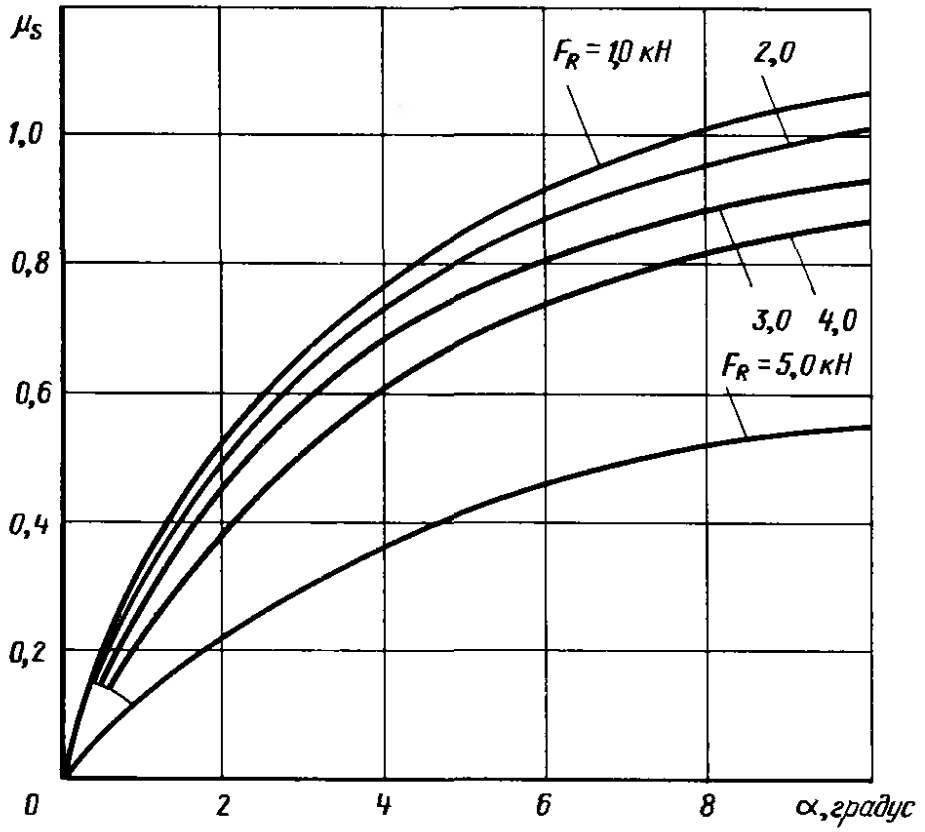


Рис. 5.111. Коэффициент бокового сцепления μ_s в функции угла увода α при различной нагрузке на колесо F_R, замеренный на радиальной шине с поясом из стального корда 155 *SR* 13 со стандартным дорожным рисунком, при давлении 0,18 МПа, на сухом барабане. Чем меньше F_R, тем больше возрастание μ_s

На дороге имеют место иные условия, нежели на испытательном стенде: здесь оказывают влияние вид и состояние дорожного покрытия. Как можно заключить из рис. 5.110, на шероховатом сухом бетоне боковые силы возрастают до $\alpha = 20°$, но после этого их значения снова падают. Точно так же, как при продольной силе, здесь появляется проскальзывание λ_S (в боковом направлении); оно равно (в процентах) синусу угла увода, умноженному на 100:

$$\lambda_S = \sin \alpha \cdot 100 \ [\%].$$

При значении $\alpha = 10°$, полученном на барабане, получается проскальзывание $\lambda_S = 17$ %, а на дороге при $\alpha = 20°$ имеет место $\lambda_S = 34$ %. Если шину поворачивать дальше, до $\alpha = 90°$, то возникнет скольжение в поперечном направлении, синус угла α станет равным единице и $\lambda_S = 100$ %. Коэффициент сцепления переходит при этом в коэффициент бокового скольжения μ_G, значение которого в среднем на 30 % меньше:

$$\mu_G \approx 0{,}7\mu_S.$$

В отличие от сухого бетона (как видно из того же рис. 5.110), на асфальте, а тем более на мокрой и обледенелой дорожной поверхности, при значениях больше $\alpha = 10°$ (т. е. $\lambda_S \approx 17$ %) не наблюдается увеличения боковых сил.

Величина бокового сцепления зависит, однако, не только от поверхности дороги или барабана и угла увода, но также и от

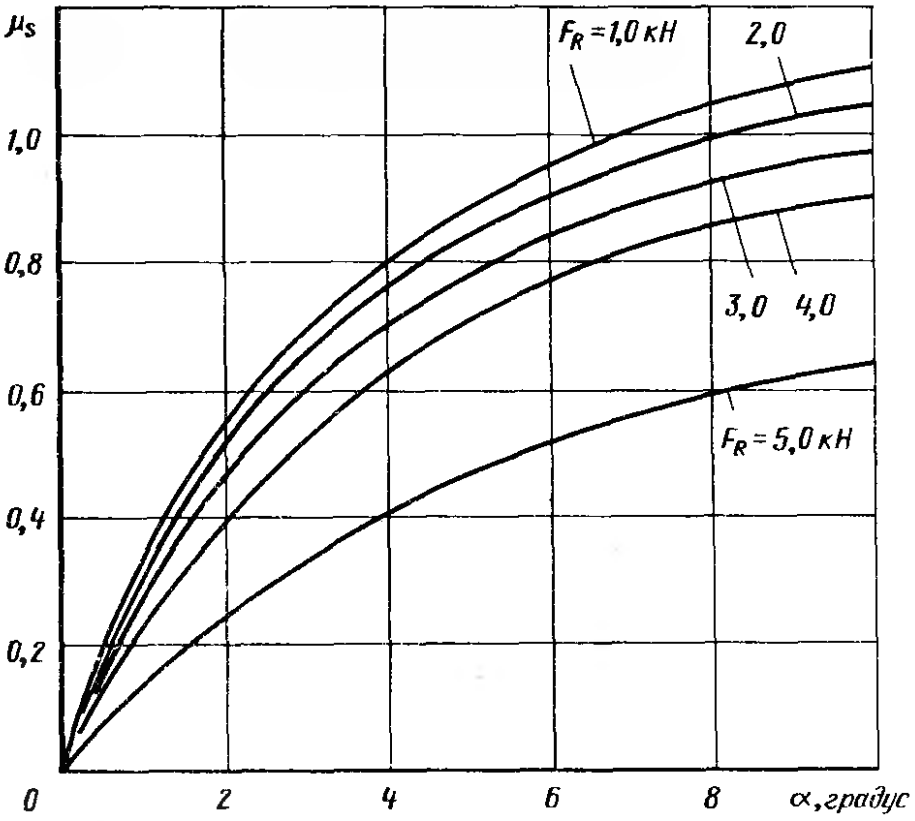


Рис. 5.112. Замеры на той же шине 155 *SR* 13 при давлении 0,23 МПа; уже при 0,22 МПа допустимая масса на шину составляет $t_R = 425$ кг, или нагрузка на колесо $F_R = 4{,}17$ кН (см. табл. 5.9). При $F_R = 5$ кН коэффициент сцепления μ_s по сравнению с рис. 5.111 увеличивается с 0,56 до 0,64, т. е. $\Delta\mu_s = 0{,}08$; при меньших нагрузках на колесо прирост получается меньше: $\Delta\mu_s \approx 0{,}05$

нагрузки на колесо F_R (или t_R). По форме кривых на рис. 5.109 видно, что угол наклона касательных, т. е. значение $\mu_S = F_S/F_R$, изменяется в функции F_R. Рисунки 5.111 и 5.112 показывают на примере шины 155 *SR* 13, что максимум имеет место при больших углах и малых нагрузках на колесо. Таким образом, шина, мало загруженная по отношению к своей грузоподъемности, допускает большие коэффициенты сцепления и, следовательно, более высокие скорости движения на повороте, чем шина, загруженная до предела. Этот факт, уже давно используемый на гоночных и спортивных автомобилях, получает все большее признание и на современных легковых автомобилях; примером может служить автомобиль «Фольксваген-гольф», появившийся на рынке в 1974 г. Серийно на его модификацию *S* монтируются радиальные шины с поясом из стального корда 155 *SR* 13, которые имеют экономичную допустимую массу на шину $t_R = 380$ кг при $p_R = 0{,}19$ МПа. Автомобиль не создает такой нагрузки и нагружает шину массой максимум 320 кг; предписанное заводом давление в шинах равно 0,18 МПа для всех колес и любых нагрузочных состояний. Как можно видеть из табл. 5.9, при таком давлении допустимая масса на шину составляет 360 кг, а в табл. 5.43 приводится сопоставление с этой величиной фактических масс, приходящихся на шину. Здесь хорошо виден благоприятный для легкового автомобиля коэффициент загрузки шины спереди 79 %

5.43. Процентная загрузка шин на автомобиле «Фольксваген-гольф»: серийных 155 *RS* 13 и устанавливаемых по спецзаказу 175/70 *SR* 13

Нагрузка автомобиля	Ось автомобиля	Масса, приходящаяся на колесо, кг	Коэффициент загрузки, %, при шинах	
			155 *SR* 13	175/70 *SR* 13
Два человека	Передняя	285	79	80
	Задняя	180	50	52
Полная	Передняя	310	86	87
	Задняя	295	82	83

Примечание. Фирма предписывает единое давление 0,18 МПа спереди и сзади, при этом давлении допустимая масса на шину составляет соответственно 360 и 355 кг.

и сзади всего 50 %, если на передних сиденьях находятся два человека массой по 68 кг.

Ближайший меньший размер 145 *SR* 13 имеет при $p = 0{,}18$ МПа еще достаточную допустимую массу $t_R = 320$ кг и поэтому применяется фирмой «Фольксваген» на менее скоростных моделях. По заказу, однако, и на них могут устанавливаться шины 155 *SR* 13; это явление, получившее название «сверхразмерности» шин, влечет за собой следующие преимущества:

лучшую устойчивость на повороте;

лучшую плавность хода;

больший срок службы шины;

увеличенный на 6 мм дорожный просвет.

Единственным недостатком, если не считать незначительного удорожания, является изменение показаний спидометра; длина развертки получается на 2 % больше и показания прибора уменьшаются на ту же величину. Однако поскольку спидометр в большинстве случаев завышает показания на величину еще бóльшую, то такая коррекция скорее оказывает положительное влияние (см. п. 5.2.9). Изменения длины развертки можно избежать, если перейти от радиальных шин с обычным соотношением $H/B \approx 0{,}82$ на шины серии «70»; как объяснялось в п. 5.3.2, это связано с рядом преимуществ. Для автомобиля «Фольксваген-гольф» предусмотрен размер 175/70 *SR* 13 (табл. 5.43, см., также табл. 5.10).

На рис. 5.113 показаны коэффициенты бокового сцепления шины 175/70 *SR* 13 при $p_R = 0{,}2$ МПа; здесь явно видно преимущество серии «70» на сухой дороге в сравнении с рис. 5.112 (шина 155 *SR* 13 серии «82» при 0,23 МПа имеет большую грузоподъемность). Если на повороте вследствие значительного перераспределения колесных нагрузок на наружном колесе возникает нагрузка $F_{Ra} = 5$ кН, то при $\alpha = 10°$ шина 175/70 *SR* 13 в состоянии передать боковую силу $F_{Ba} = 4{,}45$ кН, т. е. обеспечить

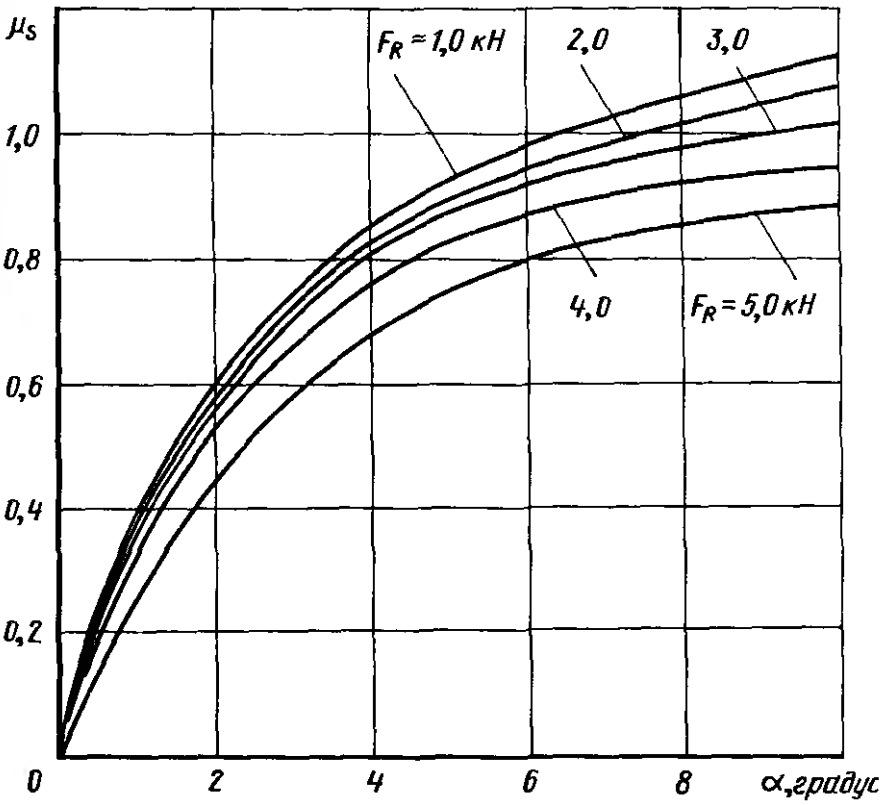


Рис. 5.113. Коэффициент бокового сцепления μ_s в функции угла увода α при различной нагрузке на колесо F_R, замеренный на сухом барабане для радиальной шины с поясом из стального корда 175/70 SR 13 со стандартным дорожным рисунком протектора, при давлении 0,2 МПа. При этом давлении t_R = 390 кг, или F_R = 3,83 кН. По сравнению с шиной 155 SR 13 значения μ_s заметно выше

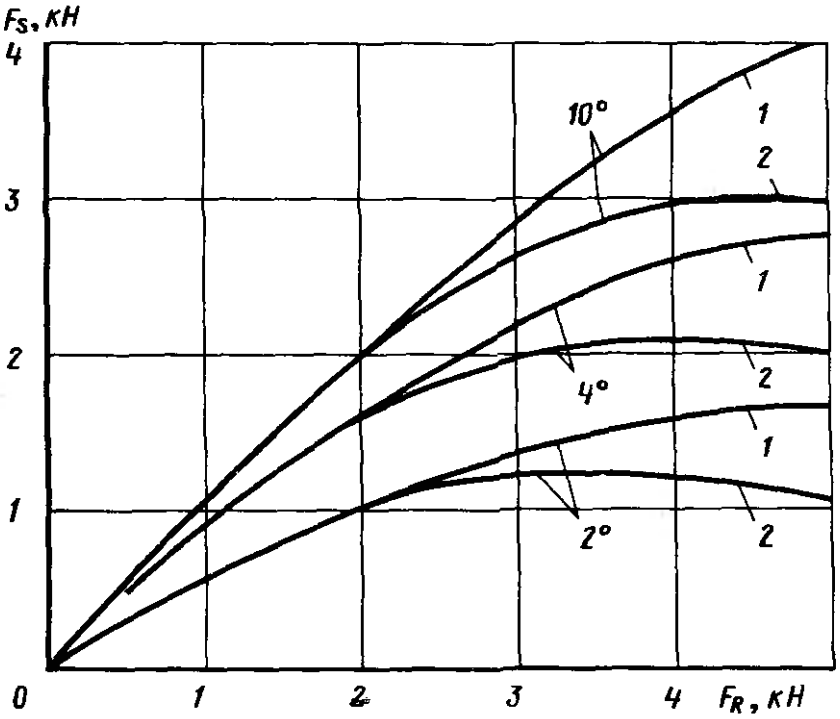


Рис. 5.114. Боковая сила F_s в зависимости от радиальной нагрузки F_R при различных углах увода и двух давлениях: 0,14 МПа и 0,2 МПа. Хорошо видно, что при нагрузке менее 2 кН разница в давлении не проявляется:
1 — p_R = 2,0 бар; *2* — p_R = 1,4 бар

коэффициент сцепления μ_S = 0,89; при шине 155 SR 13 F_{Sa} составила бы только 3,2 кН и μ_S = 0,64. Если согласиться с ухудшением плавности хода, то самым простым и экономичным способом улучшения уводных характеристик представляется повышение давления в шине, причем необходимо позаботиться лишь о том, чтобы установленные амортизаторы обеспечивали достаточное сцепление с дорогой. На рис. 5.114 показано влияние давления воздуха на уводные характеристики шины 155 SR 13. Влияние это особенно эффективно при повышенных нагрузках. Для пояснения рассмотрим автомобиль, имеющий массу, при-

5.44. Влияние давлеиий воздуха 0,14 МПа и 0,2 МПа на коэффициент бокового сцепления μ_s для радиальной шины с поясом из стального корда 155 *SR* 13 при двух различных перераспределеииях иормальных сил ΔF_n на повороте

$F_n = 2{,}5$ кН;	$\Delta F_n = \pm 0{,}5$ кН	
Нормальная * сила на колесе	Боковая реакция при p_R	
	0,14 МПа	0,2 МПа
$F_{na} = 3{,}0$ кН $F_{ni} = 2{,}0$ кН	$\Sigma F_{sa} = 2{,}67$ кН $F_{si} = 2{,}05$ кН	$\Sigma F_{sa} = 2{,}90$ кН $F_{si} = 2{,}05$ кН
$G = 5{,}0$ кН $\mu_s = \frac{\Sigma F_s}{G}$	$\Sigma F_s = 4{,}72$ кН $\mu_s = \frac{4{,}72}{5{,}0}$ $\mu_s = 0{,}92$	$\Sigma F_s = 4{,}95$ кН $\mu_s = \frac{4{,}95}{5{,}0}$ $\mu_s = 0{,}99$
$F_n = 2{,}5$ кН;	$\Delta F_n = \pm 1{,}5$ кН	
Нормальная * сила на колесе	Боковая реакция при p_R	
	0,14 МПа	0,2 МПа
$F_{na} = 4{,}0$ кН $F_{ni} = 1{,}0$ кН	$F_{sa} = 3{,}0$ кН $F_{si} = 1{,}1$ кН	$F_{sa} = 3{,}6$ кН $F_{si} = 1{,}1$ кН
Нагрузка от оси $G = 5$ кН	$\Sigma F_s = 4{,}1$ кН $\mu_s = \frac{4{,}1}{5{,}0}$ $\mu_s = 0{,}82$	$\Sigma F_s = 4{,}7$ кН $\mu_s = \frac{4{,}7}{5{,}9}$ $\mu_s = 0{,}94$

* Индекс «*a*» относится к наружному колесу, ииндекс «*i*» — к внутреннему.

ходящуюся на переднюю ось $m_V = 510$ кг, тогда нормальная сила (в ньютонах на колесо):

$$F_n = \frac{m_V g}{2} = \frac{510 \cdot 9{,}81}{2} = 2500 \text{ Н}; \quad F_n = 2{,}5 \text{ кН}.$$

По табл. 5.9 для такой нормальной силы, или такой нагрузкн на колесо $F_R = 2{,}5$ кН, требуется давление воздуха всего $p_R = 0{,}12$ МПа. Кривая на рис. 5.114, соответствующая повышенному давлению 0,14 МПа, дает боковую силу $F_S = 2{,}4$ кН при $F_n = 2{,}5$ кН. В отношенин всей оси коэффициент сцепления имеет следующее значение:

$$\mu_S = \frac{\Sigma F_S}{2F_n} = \frac{4{,}8}{5{,}0}; \quad \mu_S = 0{,}96.$$

Если накачать шины до более высокого давления $p_1 = 0{,}2$ МПа, то боковая сила будет равна нормальной и μ_s будет равен единице.

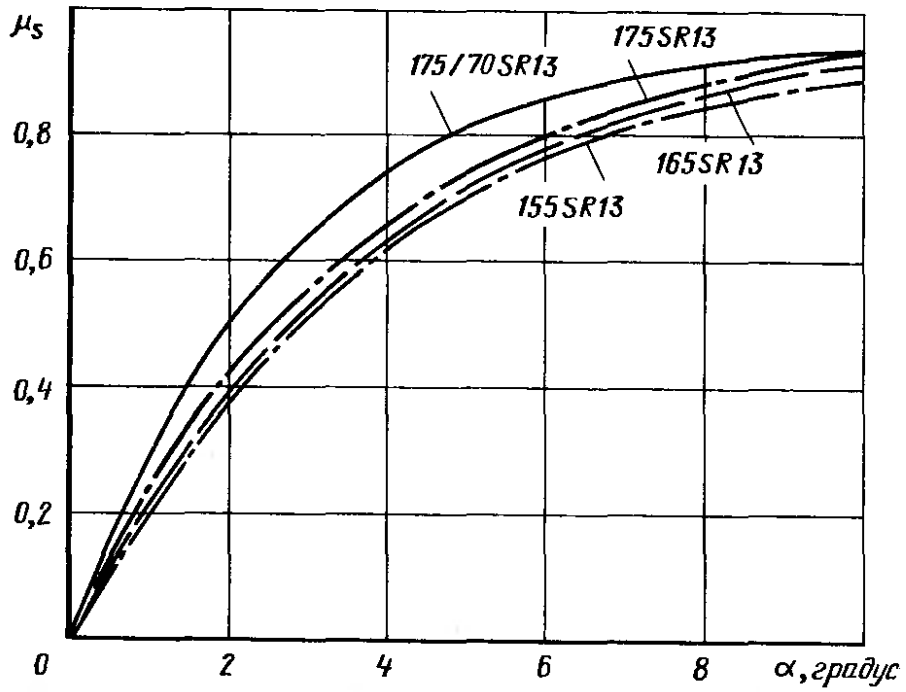


Рис. 5.115. Коэффициент бокового сцепления в зависимости от угла увода радиальной шины с поясом из стального корда на ободе 13 дюймов при $F_R = 4$ кН и $p_R = 0{,}2$ МПа. Шина 175/70 *SR* 13 серии «70» для передачи таких же боковых сил требует меньших углов увода, чем приведенные здесь шины серии 82 (разница до 2°). Только при $\alpha = 10°$ шина 175 *SR* 13 имеет равный с шиной серии 70 $\mu_s = 0{,}94$, что соответствует $F_s = 3{,}76$ кН

При движении на повороте возникает перераспределение нормальных сил ΔF_n, и чем оно больше, тем сильнее сказывается влияние давления воздуха. Рассмотрим в качестве примера $\Delta F_n = 0{,}5$ кН и $\Delta F_n = 1{,}5$ кН, причем значение ΔF_n зависит не только от скорости движения на повороте, но и от жесткости упругих элементов, стабилизатора и конструкции самой подвески. Табл. 5.44 содержит значения боковых сил на наружном и внутреннем (при повороте) колесах $F_{sa,i}$, определенные по рис. 5.114 в зависимости от изменившихся нагрузок на колеса $F_{na} = F_n + \Delta F_n$ и $F_{ni} = F_n - \Delta F_n$. Хорошо видно падение коэффициента сцепления μ_S в случае увеличения перераспределения нормальных сил, а также благоприятное влияние давления воздуха 0,2 МПа, позволяющего двигаться на повороте с большей скоростью. Поскольку масса, приходящаяся на шину, по сравнению с допустимой — 425 кг — невелика, здесь было бы достаточно повышения давления до $p_1 = 0{,}18$ МПа. Это позволило бы при $\Delta F_n = \pm 1{,}5$ кН допустить падение значения μ_S всего до 0,92. И наоборот, большее повышение внутреннего давления едва ли целесообразно; к примеру, давление $p_1 = 0{,}23$ МПа обеспечивает $\mu_s = 0{,}95$ (см. рис. 5.112), т. е. незначительный прирост.

Если плавности хода и малому сопротивлению качению придается большое значение, то нужно применить «сверхразмерную» шину. Подходящая в данном случае шина 165 *SR* 13 при малых углах увода не может, однако, передать таких сил, как шина серии «70» (рис. 5.115). В любом случае необходимо удостове-

риться, что изготовитель автомобиля допускает установку шин предполагаемого размера. В противном случае необходимо дополнительно получить разрешение Союза работников технадзора.

Фирма «Фольксваген» приводит для автомобиля «Сирокко» модели 1980 г. в зависимости от применяемых шин и ободов следующие значения коэффициента бокового сцепления (см. также табл. 5.11):

155 *SR* 13 на $5J \times 13$ $\mu_s = 0{,}72$;
175/70 *SR* 13 на $5J \times 13$ $\mu_s = 0{,}75$;
175/70 *SR* 13 на $5^1/_2 J \times 13$ $\mu_s = 0{,}77$.

В последнем случае, при установке дисковых колес $5^1/_2\ J \times 13$ с вылетом, на 7 мм меньшим, колея увеличивается на 14 мм.

Спорткомплект автомобиля «Порше-924» включает более широкие шины 185/70 HR 14; на них автомобиль достигает $\mu_s = 0{,}82$ при движении по кругу диаметром 60 м и $\mu_s = 0{,}81$ — при диаметре 190 м. Причинами лучших, по сравнению с «Сирокко» показателей могут быть более благоприятное распределение нагрузки по осям и меньший коэффициент загрузки шин (см. табл. 5.9 и 5.43). Еще более высокие коэффициенты бокового сцепления обеспечивают автомобилю «Порше-928» шины серии «50» 225/50 VR 16 на сухой дороге, а именно: $\mu_s = 0{,}86$ при движении по кругу диаметром 60 м и $\mu_s = 0{,}83$ — при диаметре 190 м.

5.8.4. Зависимость коэффициента сцепления

Величина сцепления в боковом направлении зависит от: 1) автомобиля; 2) шин; 3) дороги, т. е. вида и состояния дорожного покрытия.

Зависимость от автомобиля. Имеющееся при независимой подвеске изменение колеи (рис. 5.116) вызывает при прямолинейном движении без внешних возмущений появление боковых сил в контакте обоих колес. На рис. 5.117 показано, как велики могут быть эти силы в расчете на колесо, если прямолинейно катящаяся радиальная шина серии «82» изменяет направление движения вследствие кинематики подвески. Шины серии «70» могут привести к появлению еще больших сил в боковом направлении, а диагональные шины обусловливают меньшие силы.

Движущийся прямо легковой автомобиль испытывает также колебания вертикальных сил $\pm\Delta F_n$ (или $\pm\Delta N$), учитываемые при расчете на прочность деталей шасси. Аналогичное изменение вертикальных сил имеет место и при движении на повороте, оно вызывает уменьшение передаваемых шиной боковых сил F_s. При этом потеря боковых сил ΔF_{s4} зависит от эффективности амортизаторов, давления в шинах p_R (которое может благоприятствовать «подскакиванию» колес) и от конструкции опор рычагов. К этому надо добавить еще влияние нагрузки на колесо и скорости движения; для расчета движения на повороте нужно брать среднее значение потери боковых сил, зависящее только

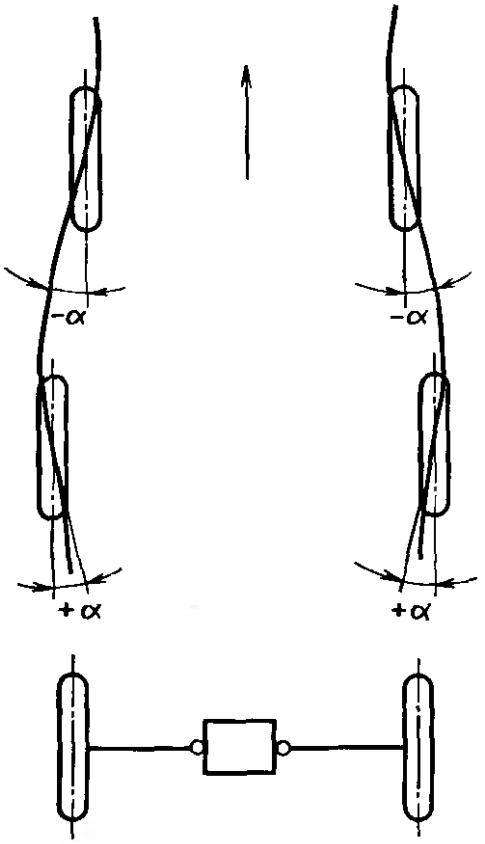


Рис. 5.116. При независимых подвесках ход колес относительно кузова в случае переезда дорожной волны может привести к изменению колеи, а последнее — к уводу шин под углом α. Вследствие этого не только возникают боковые силы, но и ухудшается устойчивость прямолинейного движения и увеличивается сопротивление качению:

1 — направление движения

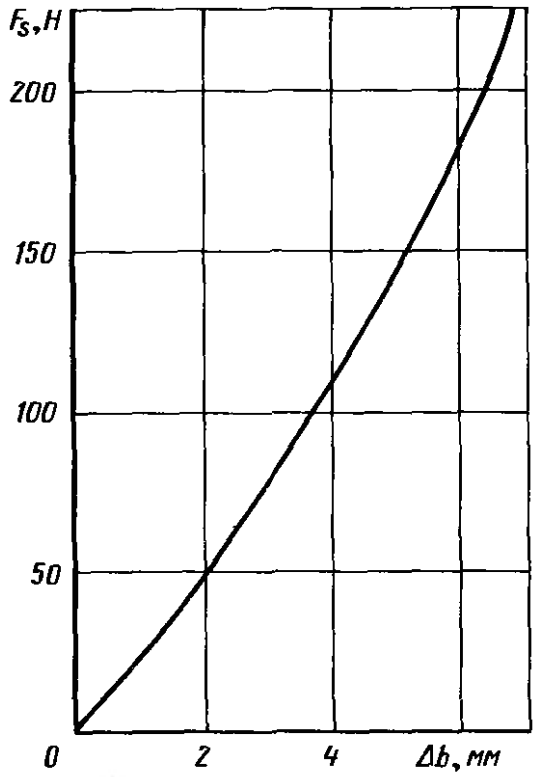


Рис. 5.117. Боковая сила F_s в контакте шины с дорогой, возникающая вследствие изменения колеи Δb, для радиальной шины 165 *SR* 14 при 0,19 МПа, t_R = = 380 кг и скорости движения 80 км/ч

от конструкции шин и угла увода α, а именно: $\Delta F_{s\alpha} \approx 40$ Н на каждый градус α.

Аналогичное неблагоприятное влияние на возможность передачи боковых сил на повороте оказывают кренящиеся вместе с кузовом колеса. Если колеса при ходе сжатия и отдачи перемещаются примерно параллельно кузову, то в результате бокового крена на наружном колесе, несущем большую часть нагрузки, возникает положительный развал $+\gamma$ относительно дороги (рис. 5.118), а на внутреннем — отрицательный $-\gamma$ (рис. 5.119). Боковые реакции направлены к центру поворота, и если колесо наклоняется в противоположную сторону (т. е. верхней частью к внешней стороне поворота), то возможность передачи шиной боковых сил уменьшается, а именно на сухой дороге на величину $\Delta F_{s\gamma} \approx 40 \div 70$ Н на каждый градус развала. Компенсируется это явление большим углом увода и — если речь идет о передних колесах — необходим бо́льший поворот руля. Последнее усиливает недостаточную поворачиваемость автомобиля (см. рис. 5.104) и снижает удобство управления; кроме того, возрастает возвратный момент на руле (см. рис. 5.143).

Противоположное влияние оказывает отрицательный развал $-\gamma$ на наружном при повороте колесе и положительный $+\gamma$

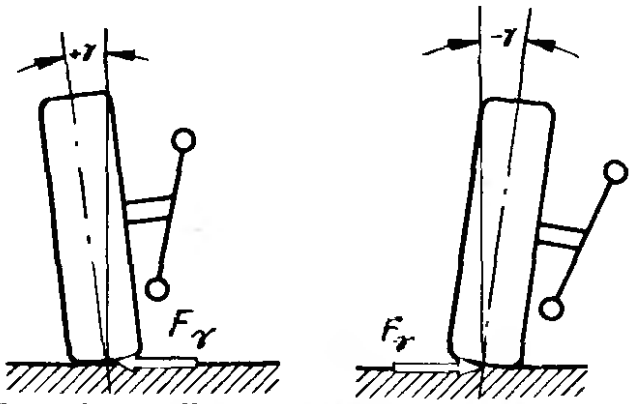


Рис. 5.118. Если наружное при движении на повороте колесо наклоняется в сторону положительного развала, возможность передачи им боковых сил снижается и, кроме того, появляется боковая сила F_γ, обусловленная развалом, усиливающая центробежную силу F_{cf}

Рис. 5.119. Если наружное при движении на повороте колесо наклоняется в сторону отрицательного развала, то возможность передачи им боковых сил повышается, дополнительно появляется боковая сила, обусловленная развалом, противоположная центробежной силе

на внутреннем. Установленные таким образом колеса могут воспринимать бо́льшие боковые силы на величину, указанную выше для ΔF_{a3}, и обусловливают тем самым уменьшение углов увода шин.

Далее, как показано на рис. 5.118, наружное при повороте колесо с положительным развалом (и внутреннее с отрицательным) стремится катиться в сторону, противоположную повороту. Для создания равновесия в точке контакта колеса должна быть боковая сила F_γ, обусловленная развалом. Сила F_γ имеет то же направление, что центробежная сила F_{cf}, увеличивая последнюю, и при имеющемся вылете оси поворота n_a стремится дополнительно повернуть наружное колесо с положительным развалом вместо того, чтобы возвратить его в прямое положение. Величина такой неблагоприятно воздействующей силы для углов развала, имеющих место на повороте при независимых подвесках, на сухой дороге, составляет в среднем

$$F_\gamma \approx F_R \sin \gamma.$$

Желательное на повороте положение колес — отрицательный развал относительно дороги наружного колеса и положительный развал внутреннего — привело бы (как можно видеть из рис. 5.119) к направлению боковых сил снаружи внутрь и тем самым к более благоприятной характеристике сопротивления уводу шины и уменьшению возвратного момента (см. п. 5.10.5).

Последние две характеристики могут быть улучшены также почти без ухудшения плавности хода установкой более широких ободов; при этом необходимо лишь обращать внимание, чтобы обода были не шире допускаемых изготовителем шин (эти данные приводятся в справочниках, см., например, табл. 5.15). В отношении увода увеличение ширины на 1/2 дюйма соответствует примерно повышению давления воздуха на 0,01 МПа.

Преимущества повышенного внутреннего давления были уже показаны на рис. 5.114 и в табл. 5.44.

Зависимость от шин. Точно так же, как в продольном направлении, коэффициент сцепления в боковом направлении зависит от типа рисунка протектора. Табл. 5.45 показывает, что при су-

5.45. Коэффициент бокового сцепления для диагональных шин и радиальных с поясом из стального корда с $H/B \approx 0{,}82$ и различными типами рисунка протектора на цементобетоне в зависимости от состояния дорожной поверхности

Конструкция шины	Состояние дорожной поверхности				
	Сухо	Мокро	Укатанный снег	Тающий снег при $t > 0°$	Обледенелое
Диагональная или радиальная со стандартным дорожным рисунком протектора	1,1	0,90	0,25	0,22	0,16
Радиальная шина *M & S*	0,95	0,80	0,28	0,25	0,18
Радиальная шина *M & S — E* (с шипами)	0,88	0,75	0,30	0,28	0,28

Примечание. Указанные в таблице значения, обозначаемые μ_s, по крайней мере, в 1,3 раза выше тех, что могут быть достигнуты на повороте серийными автомобилями (см. конец п. 5.8.3). На сухой и влажной дороге шины серии «70» имеют показатели примерно на 5 % лучше, а описанные в п. 5.3.3 широкие шины — не менее чем на 10 % лучше.

хой и мокрой погоде μ_S уменьшается на 10—15 %, если вместо шин с обычным дорожным рисунком установить шины с рисунком *M & S* (см. рис. 5.11). Еще меньшие значения имеют при этих условиях шины *M & S — E* с шипами (применение которых в ФРГ запрещено). Лучшие показатели имеют впервые появившиеся на рынке в 1974 г. радиальные шины с поясом из стального корда и рисунком повышенного сцепления (см. рис. 5.13). На рис. 5.120 показаны в качестве примера замеренные на сухом барабане боковые силы в зависимости от нагрузки на колесо и угла увода для шины повышенного сцепления 155 *SR* 13. При малых углах α эта шина может передавать примерно лишь половину боковой силы в сравнении с шиной такой же размерности, но со стандартным дорожным рисунком протектора; однако при больших углах их показатели сближаются. Повышение давления воздуха на 0,02 МПа, предписываемое изготовителями шин повышенного сцепления, улучшает уводные характеристики последних.

Глубина рисунка протектора оказывает на сцепление такое же влияние, как в продольном направлении. Чем она меньше, тем большие значения μ_s получаются на сухой дороге (рис. 5.121); на мокрой же дороге картина наблюдается обратная.

Зависимость от дороги. При ухудшении состояния дорожной поверхности коэффициент сцепления в боковом направлении μ_s

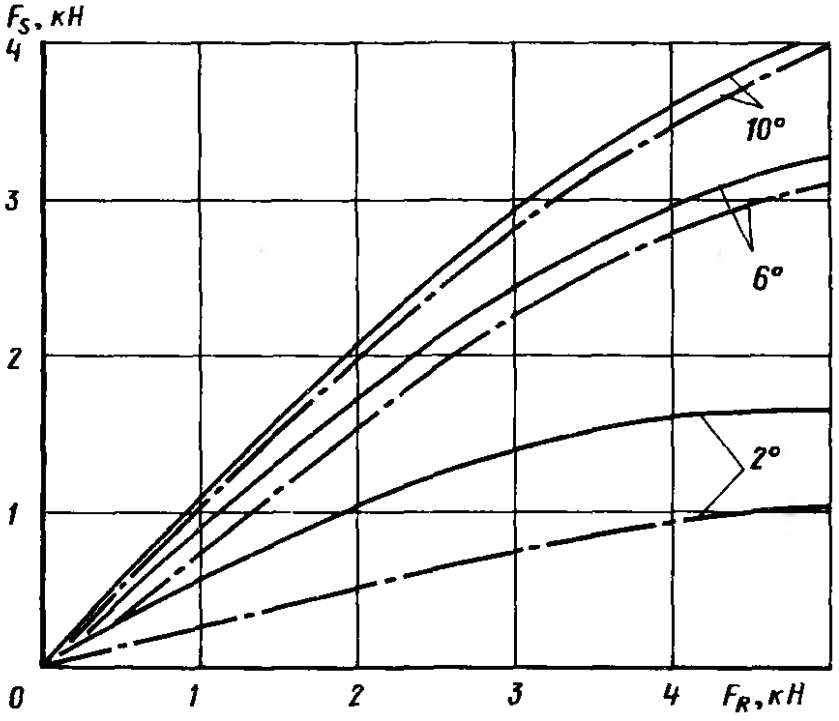


Рис. 5.120. Боковая сила F_s шины повышенного сцепления 155 *SR* 13 при давлении 0,2 МПа на сухом барабане в зависимости от нагрузки F_R, в сравнении с шиной, имеющей стандартный дорожный рисунок протектора. При одинаковой нагрузке шина повышенного сцепления должна эксплуатироваться с повышенным на 0,02 МПа давлением, за счет чего улучшаются уводные характеристики. Особенно заметно различие между шинами при малых углах увода, что приводит к замедленной передаче управляющих перемещений рулевого управления на шинах повышенного сцепления:

——— стандартный дорожный рисунок; —·—·— шина повышенного сцепления

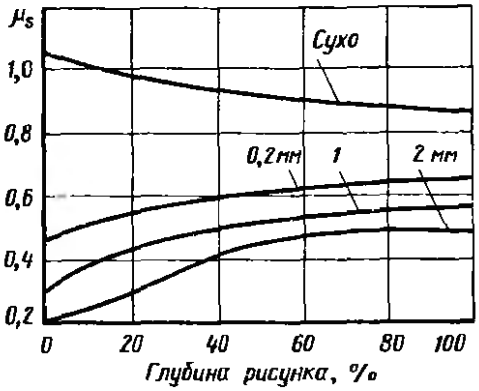


Рис. 5.121. Коэффициент бокового сцепления μ_s радиальной шины с поясом из стального корда 155 *SR* 13 в зависимости от глубины дорожного рисунка протектора, %, (100 % соответствуют 8 мм) при $p_R = 0{,}18$ МПа, $\alpha = 10°$, $v = 60$ км/ч и различной толщине водяной пленки, мм. Наглядно видно лучшее сцепление гладкой шины на сухой дороге, но значительно худшее — на мокрой

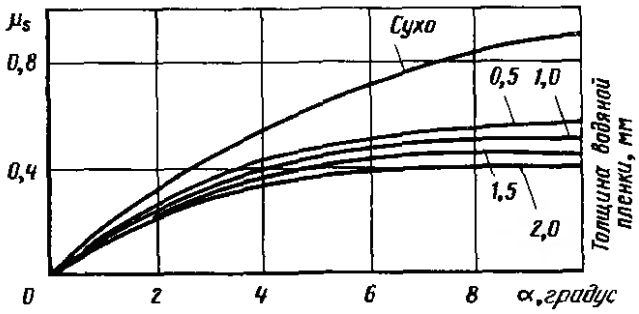


Рис. 5.122. Зависимость коэффициента бокового сцепления μ_s от угла увода α при различной толщине водяной пленки на шине с 90 %-ной глубиной стандартного дорожного рисунка протектора

снижается аналогично изменению в продольном направлении; получающиеся уменьшенные значения были приведены уже на рис. 5.110, 5.121 и в табл. 5.45. На мокрой дороге появляется еще дополнительная зависимость от толщины водяной пленки; на рис. 5.122 показано это влияние при $v = 60$ км/ч, но здесь можно отметить также, что при $\alpha \approx 9°$ уже достигаются максимальные значения боковой силы. Для водителя это означает, что слишком большой поворот руля на мокрой дороге приведет к снижению передаваемой боковой силы и, например, заднемоторный автомобиль может «уйти» с дороги передними колесами прямо. Кроме того, нужно учитывать и влияние скорости (как было показано на

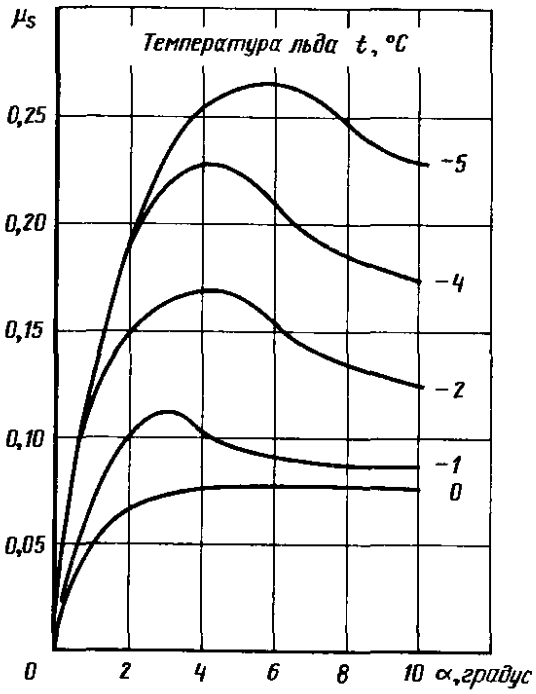


Рис. 5.123. Зависимость коэффициента бокового сцепления μ_s радиальной шины M & S от угла увода α при различной температуре льда при $v = 10$ км/ч. Максимальные значения соответствуют углам увода 3—6°, т. е. при гололедице надежное движение обеспечивается небольшими поворотами руля

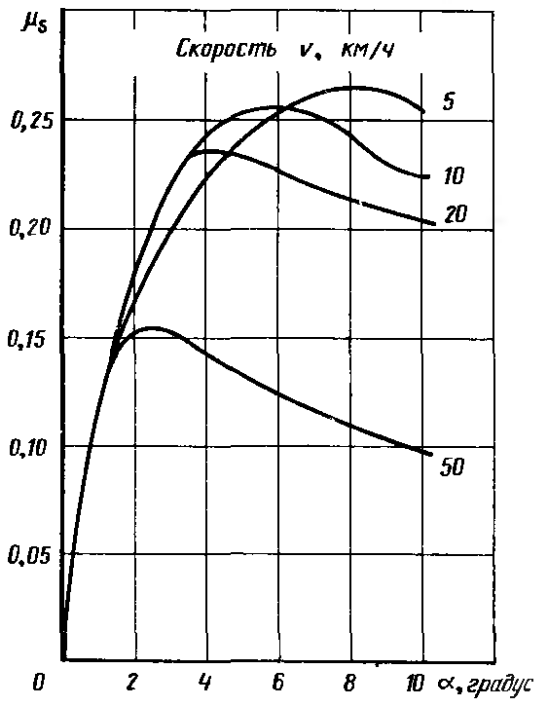


Рис. 5.124. На льду коэффициент бокового сцепления μ_s дополнительно зависит от скорости движения. Чем быстрее движется автомобиль, тем ниже μ_s и тем меньшие углы увода могут быть использованы. Результаты получены для радиальной шины M & S при $t = -5$° С

рис. 5.95). Независимо от толщины водяной пленки можно считать, что уменьшение коэффициента сцепления составляет $\Delta\mu_s = 0{,}02$ на каждые 10 км/ч, если скорость на повороте превышает 60 км/ч. И наоборот, меньшие скорости приводят к увеличению μ_s: при 40 км/ч и безупречном рисунке протектора можно достичь показателей, близких к тем, что имеют место на сухой дороге.

Еще менее благоприятны условия на льду: здесь максимальное сцепление имеет место при углах α 3—4 ° (рис. 5.123) и зависит как от температуры льда, так и от скорости движения (рис. 5.124). Чем более приближается к 0 °С температура и чем выше скорость, тем скорее нужно считаться с тем, что автомобиль может «вылететь» с дороги на повороте.

5.9. УВЕЛИЧЕНИЕ ПОДАЧИ ТОПЛИВА И ТОРМОЖЕНИЕ НА ПОВОРОТЕ

Чтобы автомобиль двигался прямо с равномерной скоростью, в точках контакта ведущих колес должны быть приложены продольные силы F_a, величина которых определяется сопротивлением воздуха W_L и сопротивлением качению W_R. При движении на повороте W_R повышается вследствие увода шин, а именно с ростом скорости и уменьшением радиуса поворота. Кроме сил W_R в контакте ведущих колес к боковым силам F_s добавляются еще воз-

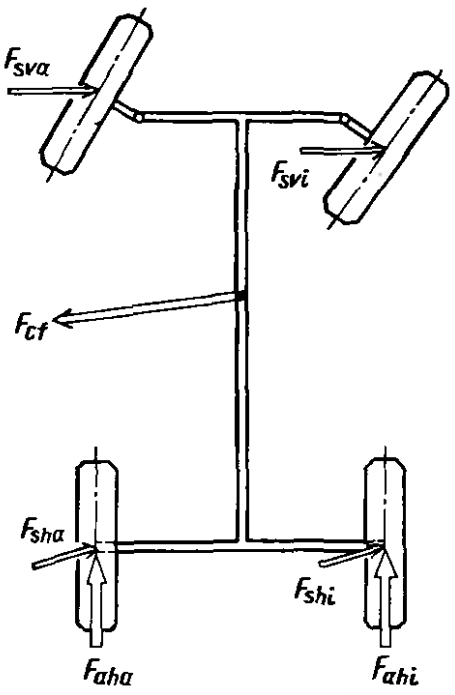


Рис. 5.125. Движение на повороте с постоянной скоростью требует наличия тяговых сил в контакте шин ведущих колес с дорогой (здесь изображен задний привод). При относительно большом радиусе поворота сумма всех боковых реакций равна центробежной силе:

$$F_{cf} = F_{sVa} + F_{svi} + F_{sha} + F_{shi} + F_{aha} + F_{ahi} = F_A - W_{Rh}$$

росшие продольные силы F_a (рис. 5.125), по которым определяется коэффициент сцепления μ_k:

при переднем приводе $\mu_k = (F_A - W_{Rv})/G_v$; (5.1)

при заднем приводе $\mu_k = (F_A - W_{Rh})/G_h$. (5.2)

Тяговая сила F_A (рис. 5.126) — в расчете на оба колеса — рассчитывается по крутящему моменту M_d двигателя:

$$F_A = M_d i_D i_G \eta/(r_д k_u).$$

Для расчета должны быть известны: передаточное число коробки передач i_G, передаточное число главной передачи i_D, КПД трансмиссии η, зависящий от типа привода и расположения двигателя (значения см. в работе [25], п. 1.8), динамический радиус шины $r_д$ (см. п. 5.2.5) и коэффициент k_u (см. п. 5.6.6.). Сила сопротивления качению на повороте в соответствии с изложенным в п. 5.6.5 получается:

$$\text{спереди } W_{Rv} = G_v(k_R + \mu_s \sin\alpha_v) \text{ и}$$

$$\text{сзади } W_{Rh} = G_h(k_R + \mu_s \sin\alpha_h).$$

Если углы увода α_v и α_h еще неизвестны, их значениями нужно задаться. Требуемые нагрузки от осей определяются с учетом нагрузочного состояния:

$$G_v = m_v g \text{ и } G_h = m_h g.$$

Для определения результирующего коэффициента сцепления μ_R на ведущих колесах можно использовать следующее уравнение:

$$\mu_R = \sqrt{\mu_s^2 + \mu_k^2}. \quad (5.3)$$

Коэффициент сцепления μ_s, соответствующий рассматриваемой скорости движения на повороте v, чаще всего бывает задан, хотя может быть легко определен с помощью формулы, приводимой в п. 5.8.3:

$$\mu_s = v^2/(r_0\, 128), \quad (5.4)$$

по скорости v, км/ч, и радиусу поворота r_0, м.

При торможении на повороте на всех колесах возникают дополнительные продольные силы F_b, которые действуют против

направления движения, т. е. образуют прямой угол с боковыми силами (рис. 5.127). В этом случае также справедливо уравнение (5.3) однако с учетом доли тормозных сил, приходящейся на каждую ось, что определяется конструктивно обусловленным распределением тормозных сил (не путать с перераспределением осевых нагрузок ΔG_a). На автомобилях классической компоновки и переднеприводных передние колеса передают 70—80 % тормозных сил и задние соответственно 30—20 %.

Таким образом, углы увода шин при торможении увеличиваются на обеих осях, но на передних колесах — в большей мере, в результате чего автомобиль приобретает тенденцию к недостаточной поворачиваемости. Если колеса одной оси блокируются, то сцепление переходит в скольжение и автомобиль смещается этими колесами к внешней стороне поворота.

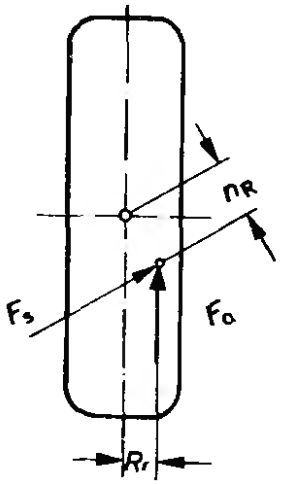


Рис. 5.126. При движении на повороте тяговая сила F_a действует уже не в центральной плоскости вращения колеса, а с параллельным смещением в сторону на величину R_r; в результате сила F_a составляет с боковой силой F_s угол $90°-\alpha$. Момент $\Delta M_{L1} = F_a R_r$ усиливает возвратный момент шины

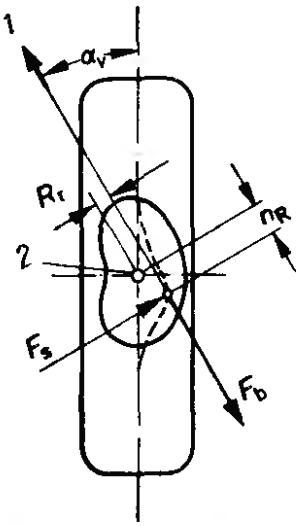


Рис. 5.127. Тормозная сила F_b действует в направлении движения автомобиля на повороте и расположена, таким образом, перпендикулярно боковой силе F_s. Действуя на плече R_r сила F_b ослабляет возвратный момент шины M_{L1} и даже может сделать его отрицательным:

1 — направление движения; 2 — центр колеса

Максимальный коэффициент бокового сцепления при действии дополнительных продольных сил зависит исключительно от автомобиля: от степени перераспределения колесных нагрузок и возможности передачи боковых сил установленными шинами. По взаимодействию шин с дорогой можно было бы допустить значительно бо́льшие значения, причем сцепление в боковом направлении практически не зависит от скорости движения в отличие от сцепления в продольном направлении (см. рис. 5.92). На рис. 5.128 представлены предельные значения, возможные при скорости 100 км/ч на сухом и мокром цементобетоне, а также на льду при скорости 50 км/ч; значения коэффициентов бокового сцепления взяты из табл. 5.45. По этим известным предельным значениям, обозначаемым для отличия μ_s' и μ_k', а также по коэффициенту μ_s, соответствующему определенной скорости движения на повороте, можно рассчитать коэффициент сцепления μ_k, который еще позволяет использовать дорога для торможения (или же для разгона):

$$\mu_k = \mu_k' \sqrt{1 - (\mu_s/\mu_s')^2}. \qquad (5.5)$$

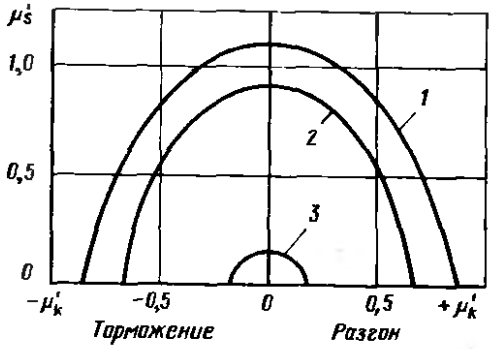


Рис. 5.128. Возможные предельные значения коэффициента сцепления между шиной и дорогой на цементобетоне, рассчитанные для шины со стандартным дорожным рисунком при скорости около 100 км/ч на сухой и мокрой дороге, а также при 50 км/ч на льду:

1 — сухо; *2* — мокро; *3* — лед

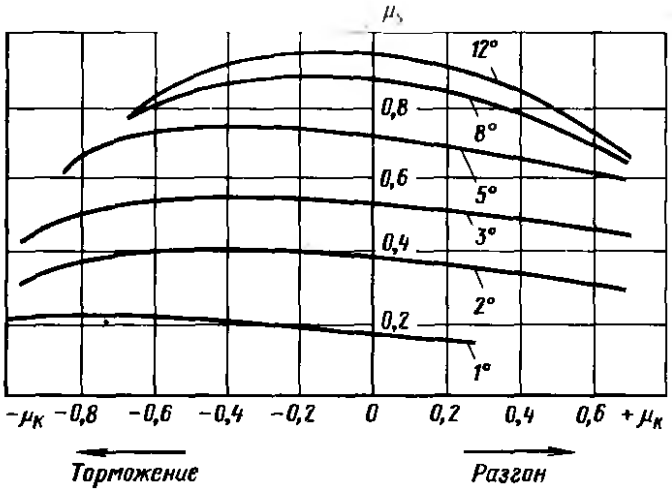


Рис. 5.129. Уменьшение коэффициента бокового сцепления μ_s при действии тяговых и тормозных сил, замеренное при различных углах увода на раднальной текстильной шине 155 *SR* 15 при $t_R = 300$ кг, $p_R = 0{,}18$ МПа и $v = 50$ км/ч

Возьмем для примера торможение со скорости 100 км/ч на повороте с радиусом $r_0 = 156$ м на сухом цементобетоне. Расчет по уравнению (5.4) дает $\mu_s = 0{,}5$. По табл. 5.45 $\mu_s' = 1{,}1$. Согласно рис. 5.92 коэффициент трения скольжения составляет $\mu_L = 0{,}85$; его надо умножить на 1,2, чтобы получить коэффициент сцепления μ_k:

$$\mu_k' \approx 1{,}2\mu_L \approx 1{,}2 \cdot 0{,}85; \quad \mu_k' \approx 1{,}02,$$

$$\text{тогда } \mu_k = 1{,}02 \sqrt{1 - \left(\frac{0{,}5}{1{,}1}\right)^2}; \quad \mu_k \approx 0{.}91.$$

Это означает, что при скорости 100 км/ч и прямолинейном движении дорога позволяет провести торможение с замедлением $a = \mu_k' \cdot 100 = 102$ %, а при движении на повороте и $\mu_s = 0{,}5$ — только 91 %. Со стороны автомобиля такие высокие значения едва ли могут быть достигнуты, так как в сочетании с воспринимаемыми боковыми силами предел сцепления шин будет достигнут уже при меньших тормозных силах. На рис. 5.129 показаны значения, замеренные на радиальной текстильной шине 155 *SR* 15 при испытаниях на стенде с внутренним барабаном в Техническом университете г. Карлсруэ. Максимальный коэффициент бокового сцепления здесь несколько меньше, чем представленный на рис. 5.128, который получен в результате дорожных испытаний.

5.10. ВОЗВРАТНЫЙ МОМЕНТ ШИНЫ И СНОС БОКОВОЙ РЕАКЦИИ

При движении на повороте поверхность контакта шины с дорогой деформируется, вследствие чего точка приложения боковой силы оказывается смещенной за центр колеса на величину n_R, называемую сносом боковой реакции * (рис. 5.130). На передних

* Термин по ГОСТ 17697—72. — *Прим. перев.*

колесах боковая реакция F_{sv} образует вместе с n_R (в качестве плеча) возвратный момент * M_{L1} (рис. 5.131), который стремится возвратить повернутые колеса в прямое положение:

на наружном колесе $M_{L1a} = F_{sva} n_{Ra}$,

на внутреннем колесе $M_{L1i} = F_{svi} n_{Ri}$.

Величина возвратного момента шин, определяющего (наряду с другими факторами) усилие на рулевом колесе при движении на повороте, зависит от:

массы, приходящейся на колесо t_R или нагрузки F_R (в кН);

угла увода α и боковой реакции F_s;

конструкции шины;

давления воздуха p_R;

приложенных тяговых и тормозных сил (F_a или F_b);

развала колеса γ, имеющего место на повороте;

состояния дорожной поверхности.

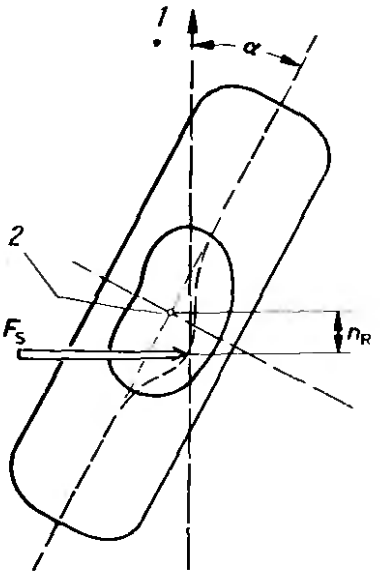


Рис. 5.130. Поверхность контакта шины, катящейся под действием боковых снл с уводом, деформируется в форме почки; за счет этого точка приложения боковой силы F_s оказывается смещенной иазад отиосительно центра колеса на величину n_R:

1 — направление движения; *2* — центр колеса

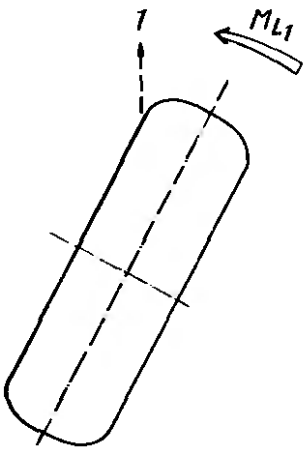


Рис. 5.131. Возвратный момент M_{L1}, обусловленный боковой силой и ее смещением стремнтся возвратить шину в прямое положение:

1 — направление движения

К этому нужно добавить еще влияние ширины профиля обода, хотя увеличение ее приводит лишь к незначительному снижению возвратного момента.

5.10.1. Влияние шины и давления воздуха

Диагональные шины имеют меньший возвратный момент, чем аналогичные по размеру радиальные (см. рис. 5.138 и 5.139); у последних играет еще роль соотношение профиля. Радиальные шины серии «70» при малых углах увода воспринимают большие боковые силы, чем шины серии «82» такой же конструкции, что равнозначно изначально более сильному возврату.

На стенде для испытания шин при определении боковой силы и угла увода измеряется также возвратный момент. Нанесение результатов измерений осуществляется, как и для боковых сил, в функции нагрузки на колесо с углом увода в качестве параметра. На рис. 5.132 показаны значения для радиальной шины 175 *SR* 13

* В советской литературе часто называется «стабнлизирующий момент». — *Прим. перев.*

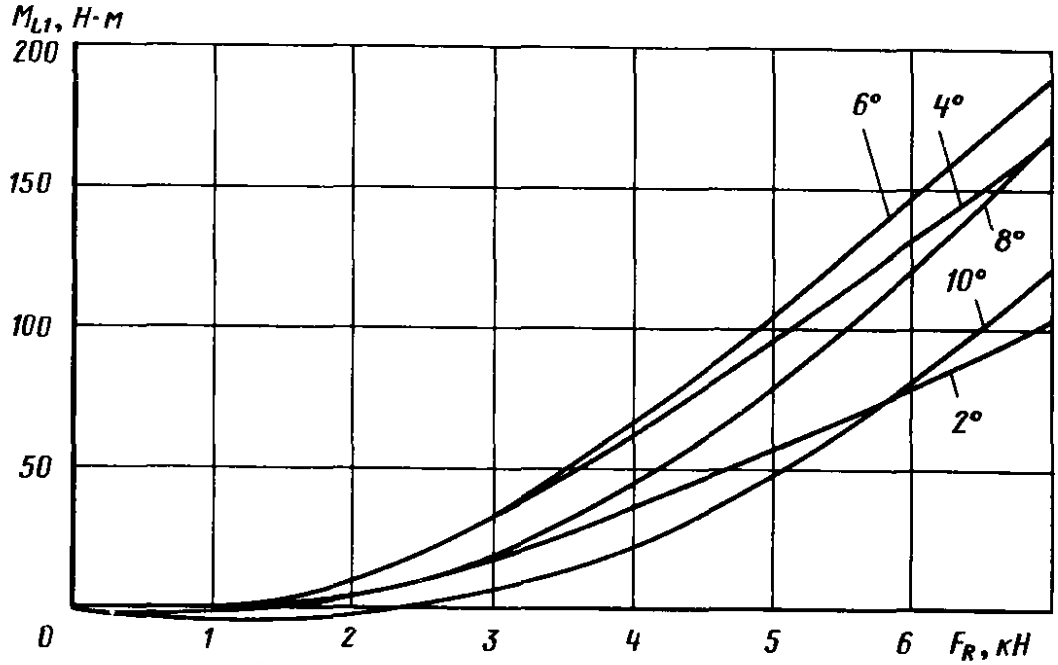


Рис. 5.132. Возвратный момент M_{L1} радиальной шины с поясом из стального корда 175 *SR* 13 при давлении 0,2 МПа в зависимости от нагрузки на колесо F_R при различных углах увода α. Наибольшие значения момента имеют место при $\alpha = 6°$

с поясом из стального корда, а на рис. 5.133 — для шины 175/70 *SR* 13; обе накачаны до давления 0,2 МПа. Здесь наглядно видно влияние нагрузки на колесо F_R, а также то, что первая шина имеет максимальный возвратный момент при $\alpha = 6°$, а шина серии «70» требует для этого лишь угла $\alpha = 4°$. Дальнейшее увеличение боковых сил, выраженное большими углами увода, в обоих случаях приводит к уменьшению M_{L1}. Так как возвратные моменты с M_{L2} по M_{L5}, обусловленные кинематикой подвески, с ростом скорости движения на повороте увеличиваются, то указанное изменение M_{L1} скорее следует считать положительным по его влиянию на усилие на рулевом колесе (см. работу [25], п. 4.8). На рис. 5.134 представлена другая форма изображения

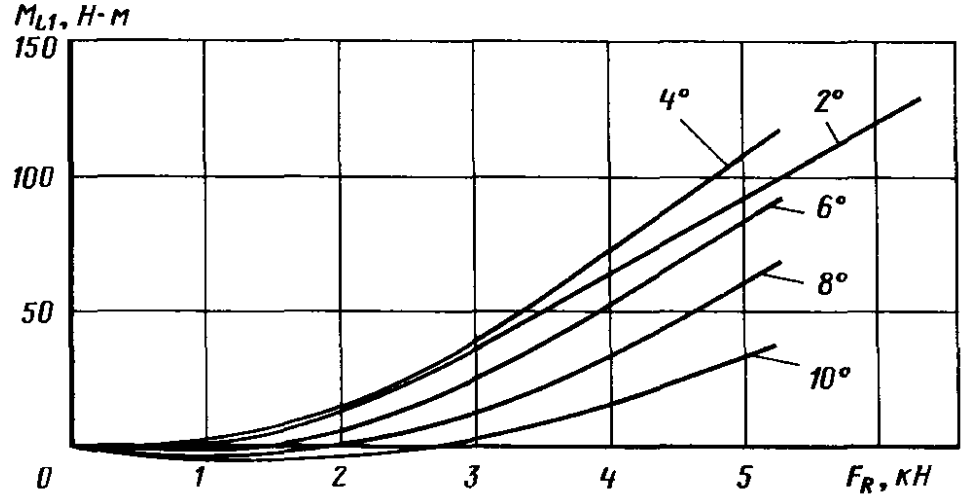


Рис. 5.133. Возвратный момент M_{L1} радиальной шины 175/70 *SR* 13 с поясом из стального корда при давлении 0,2 МПа в зависимости от нагрузки на колесо при различных углах увода α. Уже при 2° возникают значительные моменты, максимум имеет место при 4°

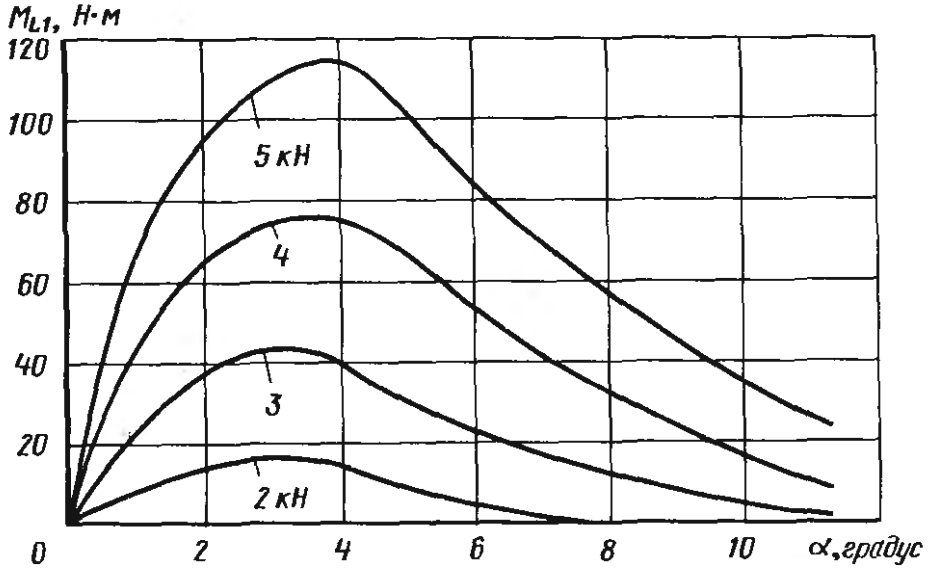


Рис. 5.134. Характеристики той же шины 175/70 *RS* 13, что и на рис. 5.133, но в другом виде: возвратный момент в функции α и с F_R в качестве параметра. Здесь хорошо различимы моменты при малых углах увода

результатов: возвратный момент в функции угла увода, а нагрузка на колесо F_R в качестве параметра.

Ощутимое влияние имеет также давление воздуха; при его повышении M_{L1} уменьшается (рис. 5.135), а слишком низкое давление приводит к обратному результату: усилие на рулевом колесе возрастает. По приведенным кривым видно, что указанное влияние существенно, оно важно для назначения параметров установочных значений передней подвески и является еще одним основанием для того, чтобы всегда обращать внимание на правильное давление в шинах.

На рисунке 5.136 показаны возвратные моменты шины супербаллон 5.60-15/4 *PR* диагональной конструкции; эта шина имеет максимумы, зависящие от нагрузки на колесо, которые до $F_R =$ $= 4$ кН располагаются в районе $\alpha = 4°$, а при больших нагрузках смещаются в сторону бóльших углов.

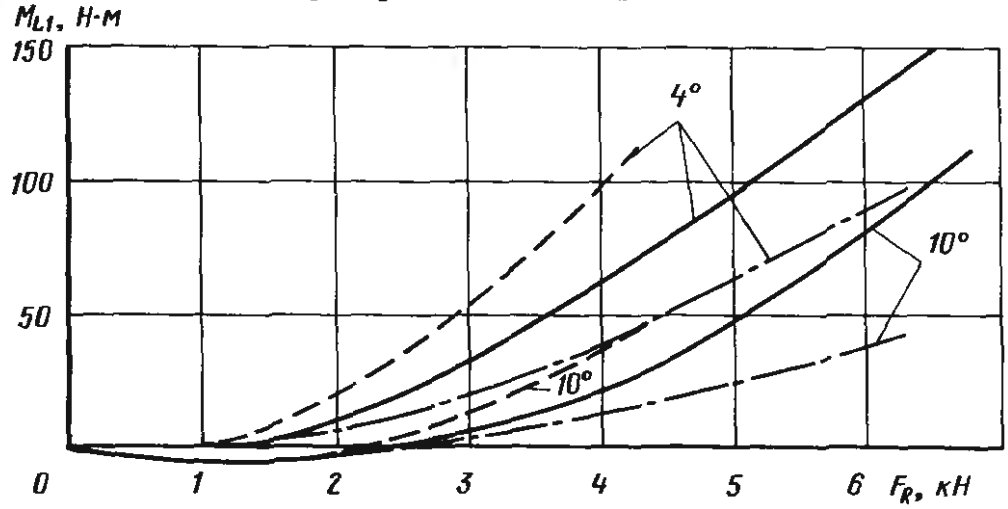


Рис. 5.135. Возвратный момент M_{L1} радиальной шины 175/70 *SR* 13 с поясом из стального корда при трех различных давлениях: 0,15; 0,2 и 0,25 МПа. Чем меньше давление, тем больше возвратный момент:

— — — — $p = 0{,}15$ МПа; ——— $p = 0{,}2$ МПа; —·— $p = 0{,}25$ МПа

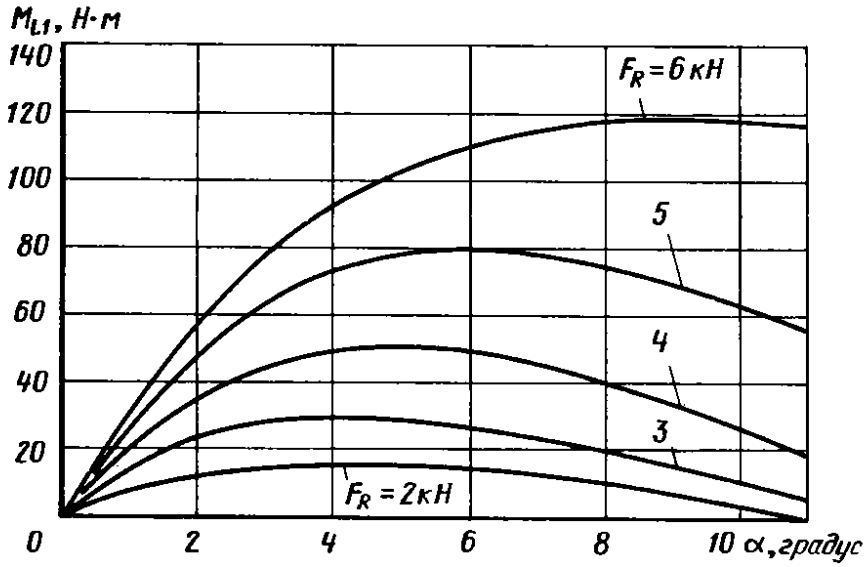


Рис. 5.136. Возвратный момент M_{L1} шины «супербаллон» 5.60—15/4PR при 0,17 МПа в функции угла увода α с нагрузкой F_R в качестве параметра

5.10.2. Снос боковой реакции

По возвратному моменту M_{L1} и боковой силе F_s, замеренной при тех же условиях, можно рассчитать снос n_R боковой реакции:

$$n_R = M_{L1}/F_s.$$

Для этого необходимы два графика: один, на котором представлена зависимость $F_s = f(F_R, \alpha)$ или $\mu_s = f(F_R, \alpha)$, и другой с $M_{L1} = F(F_R, \alpha)$. Возьмем для примера изображенные на рис. 5.114 м 5.133 и замеренные при $p_R = 0{,}2$ МПа значения для радиальной шины со стальным кордом 175/70 SR 13. При $\alpha = 2°$ и $F_R = 5{,}0$ кН коэффициент сцепления составляет $\mu_s = 0{,}44$, при этом:

$$F_s = \mu_s F_R = 0{,}44 \cdot 5{,}0 = 2{,}2 \text{ кН}; \quad F_s = 2200 \text{ Н}.$$

При том же угле и такой же нагрузке на колесо возвратный момент составит $M_{L1} = 95$ Н·м и

$$n_R = \frac{M_{L1}}{F_s} = \frac{95}{2200} = 0{,}043 \text{ м}; \quad n_R = 43 \text{мм}.$$

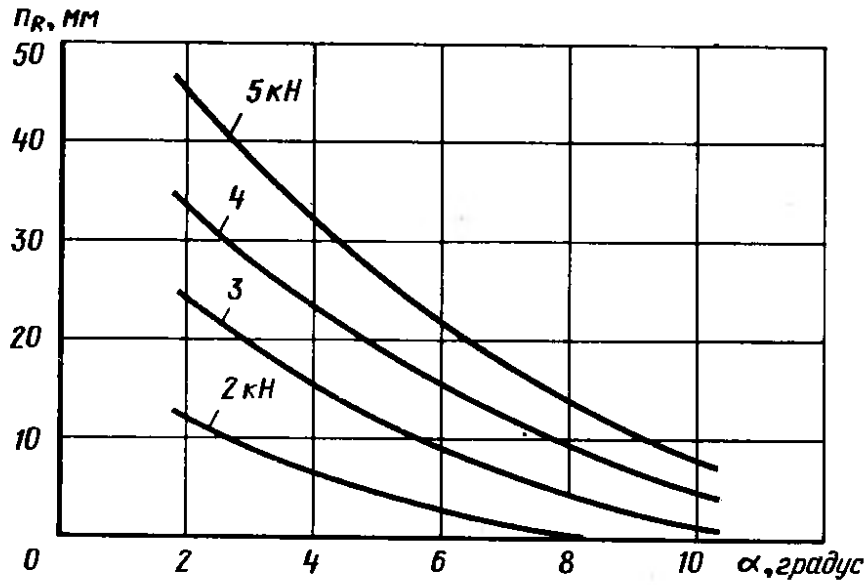


Рис. 5.137. Снос боковой реакции n_R, рассчитаиный для шины 175/70 SR 13 при 0,2 МПа по графикам рис. 5.113 и 5.133. Чем выше нагрузка на колесо F_R и чем меньше угол α, тем длиннее отрезок n_R

Бóльшим боковым силам соответствуют бóльшие углы увода, которые обусловливают меньшие возвратные моменты и меньшую величину сноса, что видно на рис. 5.137. Этот факт объясняется тем, что при малых углах увода деформируется лишь рисунок протектора в пятне контакта. Вследствие этого точка приложения боковой силы может сместиться дальше назад, в отличие от больших углов, когда в деформации участвует преимущественно каркас. Бóльшие радиальные нагрузки на колесо приводят к большему прогибу шины, вследствие чего увеличивается как площадь контакта, так и величина сноса. И тем не менее, длина отрезка n_R имеет лишь подчиненное значение: для проектирования рулевого управления важна только величина возвратного момента.

5.10.3. Диаграмма характеристик шин

Величины возвратного момента и боковой силы, определенные на испытательном стенде в функции нагрузки на колесо и угла увода, целесообразно нанести на одну диаграмму, чтобы можно было удобно оценить все свойства шины в совокупности и непосредственно считать значения сноса боковой реакции. На рис. 5.138 показаиа такого типа диаграмма с характеристиками (называемая по имени автора диаграммой Гауха) для широко распространенной в прошлом шины «супербаллон» диагональной конструкции

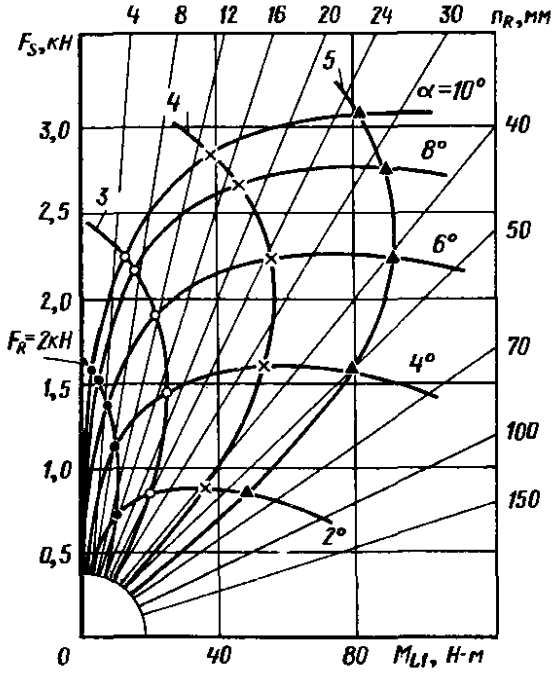


Рис. 5.138. Диаграмма Гауха для шины супербаллон диагональной конструкции 6.40 *S* 13/4 *PR* на ободе 5К×13 при давлении воздуха 0,17 МПа

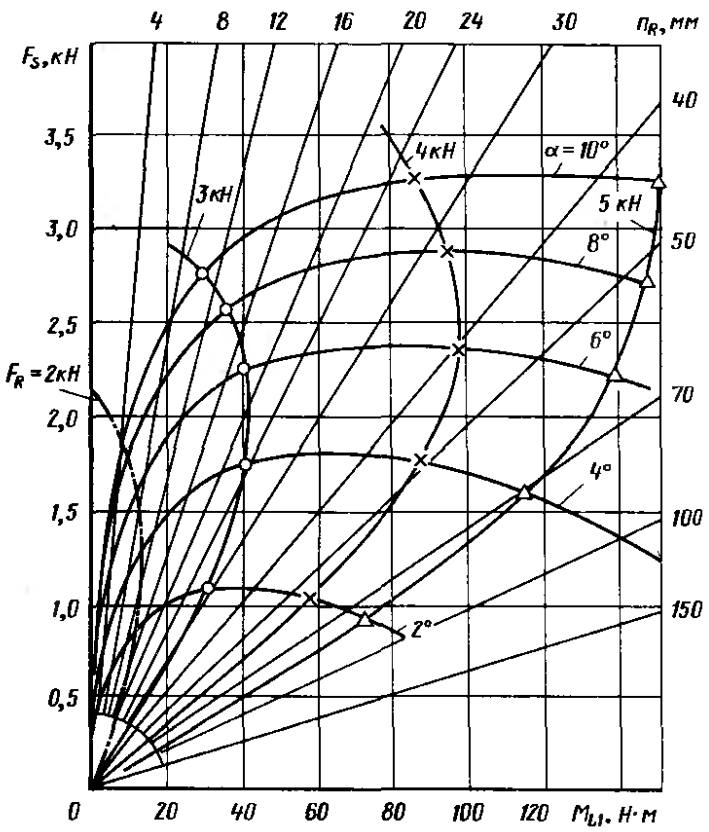


Рис. 5.139. Диаграмма Гауха для радиальной шины из текстильного корда 175 *SR* 14 на ободе $5^1/_2$ J×14 при давлении воздуха 0,18 МПа

6.40 *S* 13/4 PR со стандартным дорожным рисунком протектора при $p_R = 0{,}17$ МПа. Здесь по оси y отложена боковая сила F_s в килоньютонах в зависимости от момента M_{L1}; параметрами являются нагрузка на колесо F_R и угол α. Так как

$$n_R = \frac{M_{L1}}{F_S}, \quad \text{т. е.} \quad \frac{\text{значение по оси } x}{\text{значение по оси } y} 1000,$$

то существует возможность величины сноса боковой реакции нанести непосредственно на графике в виде лучей, исходящих из нулевой точки. В отличие от обычных графиков, здесь необходимо, задаваясь определенными значениями, например

$$F_R = 5 \text{ кН и } \alpha = 10°,$$

наносить их в функции замеренных: $F_s = 3{,}15$ кН и $M_{L1} = 80$ Н·м. Отдельные точки нужно соединить, чтобы получить линии радиальных нагрузок на колесо и линии углов увода для определения промежуточных значений.

Если потребуются остальные данные, соответствующие определенной радиальной нагрузке и боковой силе (например, для $F_R = 4{,}4$ кН и $F_s = 2{,}6$ кН), то возвратный момент и снос боковой силы получаются непосредственно, а угол α определяется интерполированием:

$$M_{L1} = 66 \text{ Н·м}, \quad n_R = 25 \text{ мм и } \alpha = 7{,}4°.$$

На рис. 5.139 показана диаграмма характеристик сравнимой текстильной радиальной шины 175 *SR* 14 при $p = 0{,}18$ МПа. Явно видны бóльшие воспринимаемые боковые силы, но также и бóльшие возвратные моменты.

5.10.4. Влияние продольных сил

Боковая сила при движении на повороте деформирует поверхность контакта шины и дополнительно смещает ее в направлении центра поворота (см. рис. 5.130). Точка приложения сил смещается в сторону и назад, вследствие чего — как можно видеть из рис. 5.126 — возникает кроме сноса n_R еще отрезок R_r. Последний оказывается здесь плечом для тяговой силы F_a, которая уже не приложена в центральной плоскости вращения колеса. Она смещается параллельно, что означает усиление возвратного момента на руле M_{L1} при переднем приводе:

$$M_{L1} = F_s n_R + F_a R_r = F_R (\mu_s n_R + \mu_k R_r).$$

На переднеприводном автомобиле усилие на рулевом колесе возрастает, если водитель на крутом повороте разгоняет автомобиль при включенной низшей передаче: усиленный за счет привода возврат может образовать столь большой момент, что при отпускании рулевого колеса оно вращается обратно чрезмерно быстро и передние колеса — вследствие момента инерции рулевого колеса — поворачиваются в противоположном направлении.

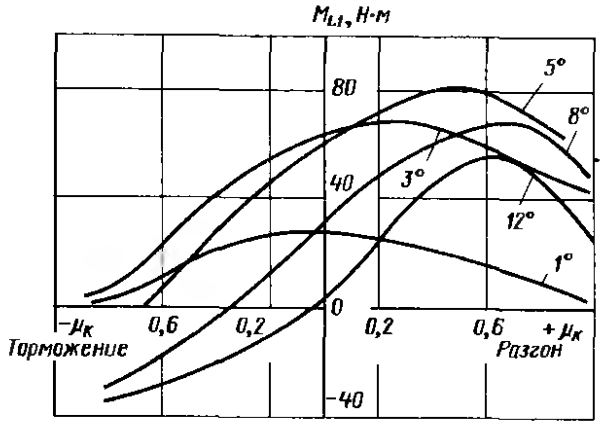


Рис. 5.140. Возвратный момент M_{L1} шины супербаллон 5.60-15/4 *PR* с 90 %-ной глубиной стандартного дорожного рисунка протектора при F_R = = 3 кН, p_R = 0,18 МПа и v = = 50 км/ч. Хорошо видно возрастание момента при приложении продольных тяговых сил и отрицательные значения, получающиеся при торможении

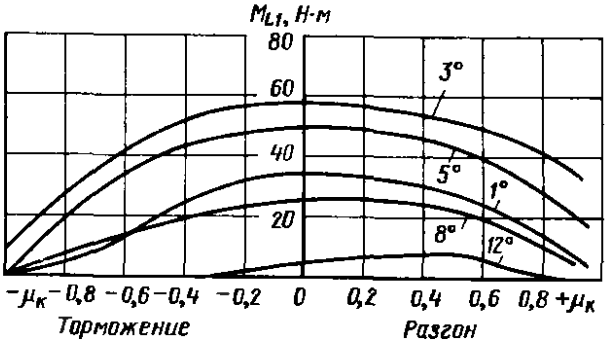


Рис. 5.141. Возвратный момент M_{L1} для радиальной шины из текстильного корда 155 *SR* 15 со стандартным дорожным рисунком протектора 90 %-ной глубины в зависимости от продольных тяговых и тормозных сил при различных углах увода, при F_R = 3 кН, p_R = 0,18 МПа и v = 50 км/ч. При увеличении продольных сил момент падает

Особенно ощутимо это явление в сочетании с диагональными шинами (уже не применяющимися в настоящее время). На рис. 5.140 показаны результаты замеров на испытательном стенде, позволяющие четко выявить увеличение возвратного момента, особенно при больших углах увода и повышенных коэффициентах сцепления. Поведение радиальных шин в этом отношении более благоприятно: стабильный охватывающий пояс оказывает определенное сопротивление деформации поверхности контакта. Возвратный момент за счет боковых сил хотя и больше в сравнении с диагональными шинами, однако влияние на него тяговых и тормозных сил меньше. Пояс почти не допускает смещения пятна контакта в направлении центра поворота, что равнозначно меньшему плечу R_r. На рис. 5.141 хорошо видно, что кривая M_{L1} при α = 8 и 12° имеет лишь незначительный подъем; с другими углами увода момент при $+\mu_k$, т. е. при разгоне на повороте, даже падает. На рис. 5.142 показано влияние глубины рисунка протектора. Чем больше изношена шина, тем бо́льшие боковые силы могут быть переданы на сухой дороге (см. рис. 5.121), однако и тем меньше будет деформироваться поверхность контакта боковыми силами: M_{L1} уменьшается.

Тормозные силы F_b, направленные спереди назад, могут настолько ослабить возвратный момент на повороте, что он станет отрицательным, т. е. передние колеса будут стремиться повернуться на еще больший угол. Согласно рис. 5.127 уравнение приняло бы вид:

$$M_{L1} = F_s n_R - F_b R_r = F_R(\mu_s n_R - \mu_k R_r)$$

Рис. 5.140 иллюстрирует это явление для диагональной шины 5.60—15/4 PR, на рис. 5.141 видно, что при радиальной шине

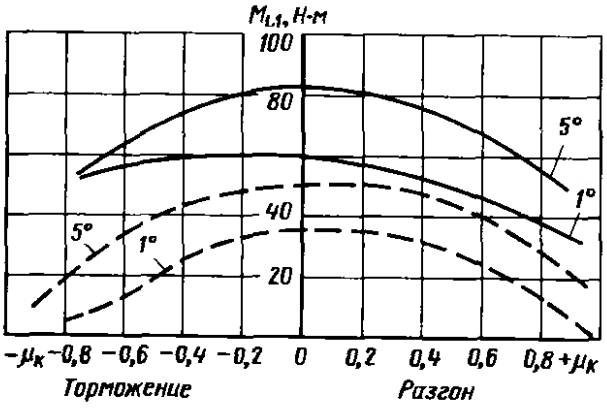


Рис. 5.142. Влияние глубины стандартного дорожного рисунка протектора на возвратный момент M_{L1}, показанное при углах увода 1 и 5° на радиальной шине из текстильного корда 155 *SR* 15. Контактирующая поверхность гладкой шины допускает меньшую деформацию, чем шина с полным рисунком протектора, следствием чего является уменьшение возвратного момента:

— — — — гладкая шина; ——— — глубина рисунка 90 %

возвратный момент, хотя и падает вследствие торможения на повороте, но не становится отрицательным.

Результаты исследований, представленные на этих трех графиках, получены на испытательном барабане с сухой внутренней рабочей поверхностью при $v = 50$ км/ч в Техническом университете г. Карлсруэ, т. е. в условиях еще не полной развертки исследованных шин (см. рис. 5.88).

Дорожные испытания на более высоких скоростях позволяют обнаружить более сильное влияние продольных тяговых и тормозных сил; замеры такие, однако, не известны.

5.10.5. Влияние развала

При передних независимых подвесках колеса на повороте кренятся вместе с кузовом. Более нагруженное наружное колесо наклоняется в сторону положительного развала, что равнозначно увеличению возвратного момента наружной шины M_{L1a}, на величину $+\Delta M_{L1}$. Менее нагруженное внутреннее колесо получает отрицательный развал, а возвратный момент на нем M_{L1i}, и без того меньший, дополнительно уменьшается на величину $-\Delta M_{L1}$. Так как наружное колесо оказывает более существенное влияние на суммарный возврат, обусловленный передней осью, то можно считать правилом, что, чем больше развал, обусловленный креном, тем больше возрастание возвратного момента. На диагональных шинах в таких случаях можно считаться с изменением момента M_{L1} приблизительно на $\Delta M_{L1} = \pm 0{,}5$ Н·м на каждый градус развала. Если развал колеса γ с установленной на нем радиальной шиной изменяется в пределах до 3°, то это почти не влияет на возвратный момент, если α не превышает 5° (рис. 5.143); бо́льшие углы увода могут, однако, повлечь за собой

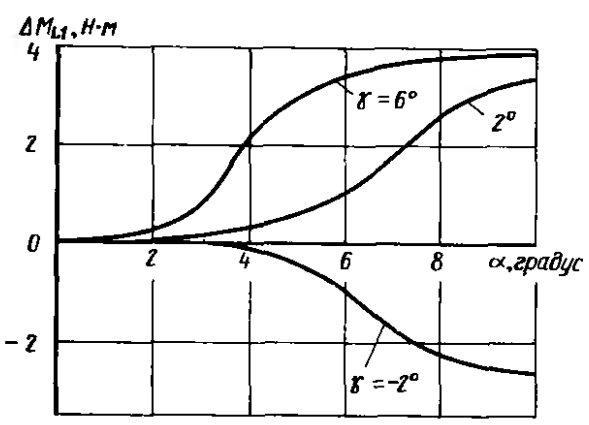


Рис. 5.143. Изменение возвратного момента $\pm\Delta M_{L1}$ в зависимости от угла увода α при различных углах развала $\gamma = +2°$, +6° и −2°, замеренное на шине 155 *SR* 13 при $F_R = 2{,}0$ кН и $p_R = 0{,}14$ МПа

отклонения до $\Delta M_{L1} = \pm 2$ Н·м на каждый градус развала. Причина этого может быть в частичном качении шины на своей боковой стенке (т. е. рядом с поясом).

5.10.6. Влияние дорожной поверхности

Шероховатая, с высоким сцеплением дорожная поверхность позволяет при той же нагрузке на колесо и одинаковом угле увода передавать бóльшие боковые силы, что обусловливает и больший возвратный момент шины; гладкая или влажная дорога дает меньшие значения обеих названных величин. Предыдущие иллюстрации представляли результаты измерений на сухих барабанах, т. е. при коэффициенте сцепления около $\mu_0 = 0{,}9$. Если требуется возвратный момент, имеющий место на дороге, то можно приблизительно определить значение M'_{L1} с помощью поправочного коэффициента $k_M = \mu_s/\mu_0$. Возьмем в качестве примера цементобетонное покрытие с $\mu_s \approx 1{,}1$ по табл. 5.45 и радиальную шину 155 *SR* 13. По рис. 5.144 определяем: $M_{L1} = 52$ Н·м при $F_R = 3$ кН, $p_R = 0{,}15$ МПа и $\alpha = 4°$. Поправочный коэффициент

$$k_M = \mu \frac{\text{дорога}}{\text{барабан}} = \frac{\mu_s}{\mu_0} = \frac{1{,}1}{0{,}9}; \quad k_M = 1{,}22,$$

тогда $M'_{L1} = k_M M_{L1} = 1{,}22 \cdot 52$; $M'_{L1} = 63{,}6$ Н·м.

Аналогичным образом, при повышенном коэффициенте сцепления на дороге возрастает и боковая реакция, уменьшенное значение μ привело бы к ее уменьшению. На рис. 5.92 была показана такая зависимость по скорости; представленное там можно было бы отнести и к возвратному моменту: чем выше скорость, тем меньше M_{L1}. Чем быстрее

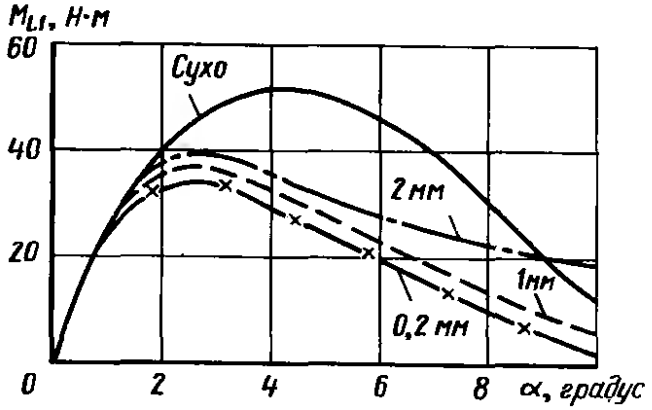


Рис. 5.144. Возвратный момент M_{L1} в функции угла увода α, замеренный на шине 155 *SR* 13 при $F_R = 3{,}0$ кН и $p_R = 0{,}15$ МПа на сухом барабане, а также при толщине водяной пленки 0,2—2 мм. Более глубокие лужи оказывают более сильное возвратное действие, чем влажная поверхность

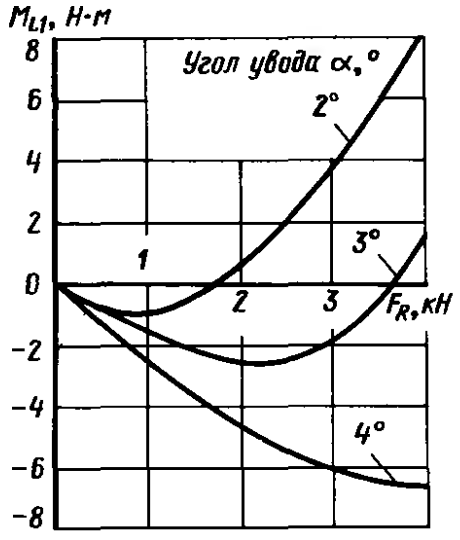


Рис. 5.145. Возвратный момент M_{L1} шины 155 *SR* 13 на льду при —5 °С, замеренный в функции нагрузки на колесо F_R при различных углах увода α. Хорошо видны отрицательные значения момента, т. е. стремление к увеличению угла поворота, при углах увода от 3° и выше

движется автомобиль, тем больше центробежные силы нагружают пояс из стального корда, который допускает лишь небольшие деформации в контакте.

Предполагая, что k_M не зависит от конструкции шины и рисунка протектора, можно точно так же определить приближенное значение для мокрой дороги. Согласно рис. 5.124 при $\alpha = 4°$ и толщине водяной пленки 1 мм значение μ_s падает от 0,54 на сухом покрытии до 0,40 на мокром. Из-за меньшего коэффициента сцепления момент M'_{L1} также может принимать только меньшее значение, т. е.

$$k_M = \mu_s \frac{\text{на мокром}}{\text{на сухом}} = \frac{0{,}40}{0{,}54} = 0{,}74 \text{ и}$$

$$M'_{L1} = 0{,}74 \cdot 52 = 38{,}5 \text{ Н·м}.$$

Значение, считанное с графика рис. 5.144 при $\alpha = 4°$ и глубине воды 1 мм, составляет $M_{L1} = 34$ Н·м и отличается от результатов расчета M'_{L1}, так как бо́льшая толщина водяной пленки, хотя и обусловливает снижение коэффициента сцепления μ_s, увеличивает возвратный момент: вода поворачивает колесо обратно в прямое положение. К этому нужно добавить, что максимум возвратного момента смещается на мокрой дороге в сторону меньших углов увода.

На льду поверхность контакта шины может быть деформирована только при повышенных нагрузках на колесо и малых углах увода, при этом образуется, хотя и чрезвычайно малый, однако достаточный для возврата момент (рис. 5.145). Малые нагрузки на переднюю ось или увеличенные углы α, возникающие вследствие корректировки рулем, могли бы привести к отрицательному моменту — стремлению колес повернуться на больший угол. Недостаточная нагрузка на передние колеса всегда была проблемой на заднемоторных легковых автомобилях: возникающий при возрастающих углах α момент M_{L1} может быть объясиен с помощью рис. 5.124. Если легковой автомобиль проходит затяжной обледенелый поворот со скоростью $v = 50$ км/ч, то при $\alpha \approx 2°$ и $t = -5$ °С имеет место наибольший коэффициент сцепления в боковом направлении μ_s, а значит, и максимум возвратного момента. Большие углы увода приводят уже к уменьшению боковой силы и момента.

5.11. РЕАКЦИЯ НА УМЕНЬШЕНИЕ ПОДАЧИ ТОПЛИВА

Если водитель, проезжая поворот с излишней скоростью, заметит, что наступает предел его водительского мастерства, он снимает ногу с педали акселератора: автомобиль замедляет движение. Вместо имевшихся в точках контакта колес тяговых сил появляются тормозные, вследствие чего автомобиль мгновенно поворачивается относительно вертикальной оси, т. е. происходит поворот кузова к внутренней стороне поворота (рис. 5.146). Если

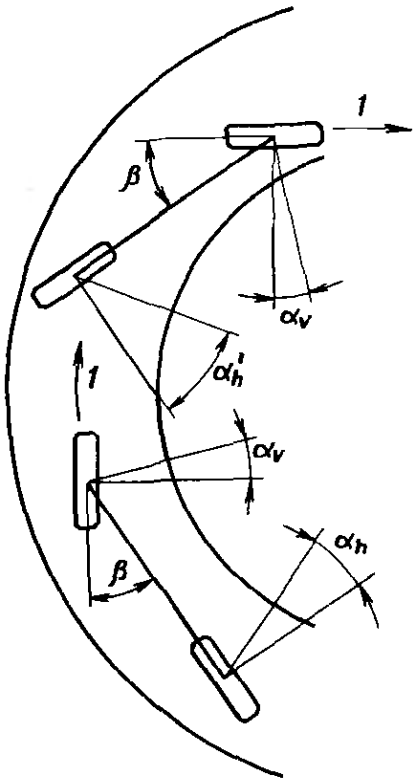


Рис. 5.146. Уменьшение подачи топлива на повороте вызывает в точках контакта задних колес автомобилей классической компоновки и заднемоторных увеличение угла увода с α_h до α_h' и поворот автомобиля за счет этого к внутренней стороне поворота, называемый «реакцией на уменьшение подачи топлива» (в разговорном языке — «реакция на сброс газа»), или «эффектом ввинчивания»:
1 — направление движения

не повернуть быстро рулевое колесо в обратную сторону, автомобиль выйдет за пределы дороги или на полосу встречного движения, может возникнуть ситуация, грозящая аварией. Чем больше тяговые силы (например, движение на подъеме с включенной второй передачей), тем ощутимее этот переход от недостаточной поворачиваемости к избыточной (см. рис. 5.104 и 5.105), и чем выше скорость движения, тем быстрее во времени протекает этот процесс. Спонтанный и практически недемпфированный переход от тягового режима к тормозному сильнее ощущается на автомобилях с принудительным управлением сцеплением; включенный в силовую передачу гидротрансформатор несколько замедляет этот процесс.

5.11.1. При заднем приводе

Возвратный момент шин M_{L1}, способствующий возврату передних колес, при движении на повороте в равной мере имеет место и на задних колесах и — так же, как спереди — увеличивается при действии продольно направленных тяговых сил F_{ah}. Моменты наружного и внутреннего колеса, сложенные в один центральный $+M_h$ (рис. 5.147), обусловливают поворот задней части автомобиля к центру поворота, т. е. тенденцию к недостаточной поворачиваемости.

При уменьшении подачи топлива происходит торможение двигателем; возникающие при этом (и показанные на рис. 5.127) продольные силы F_b направлены спереди назад и осуществляют уменьшение возвратных моментов в точках контакта шин (рис. 5.148). Момент $+M_h$, направленный до того против часовой стрелки, становится нулевым или даже отрицательным ($-M_h$). Для компенсации этого на задних колесах, чтобы передать боковую силу, возникает больший угол увода α_h', что равнозначно повороту задней части наружу. Если водитель не уменьшит угол поворота руля, то возникнет показанный на рис. 5.146 эффект ввинчивания.

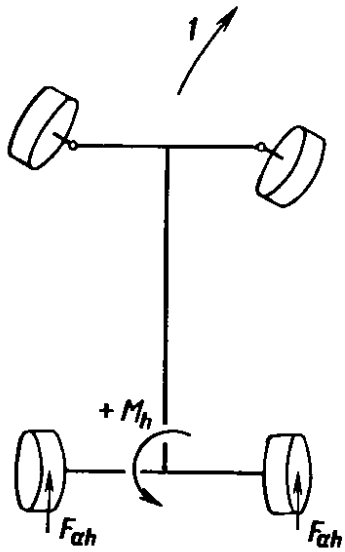


Рис. 5.147. При движении на повороте вследствие увода шин в точках контакта задних колес возникают возвратные моменты, которые могут дополнительно увеличиться при действии тяговых сил F_a. Моменты наружного и внутреннего колеса, сложенные в один центральный $+M_h$, обусловливают поворот задней части автомобиля к центру поворота, т. е. ослабление тенденции к избыточной поворачиваемости:

1 — направление движения

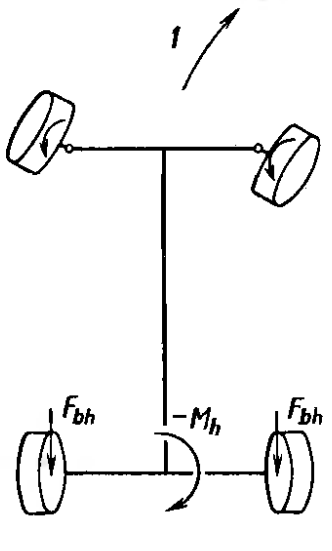


Рис. 5.148. При уменьшении подачи топлива наступает торможение двигателем и происходит уменьшение момента $+M_h$ или даже изменение его направления на противоположное ($-M_h$). Следствием этого является внезапный поворот задней части автомобили наружу, поворот самого автомобиля к внутренней стороне поворота, т. е. мгновенная избыточная поворачиваемость:

1 — направление движения

5.11.2. При переднем приводе

На переднеприводных легковых автомобилях реакция на уменьшение подачи топлива стала известна значительно раньше, чем на автомобилях классической компоновки и заднемоторных. Одной из причин этого явления были шины «супербаллон» диагональной конструкции, имевшие почти исключительное применение еще 15 лет назад. Усовершенствованные в дальнейшем подвески, более удачно расположенные стабилизаторы и современные радиальные шины со стальным кордом привели к тому, что у этого типа привода, который сам по себе склонен к недостаточной поворачиваемости, переход к избыточной поворачиваемости при уменьшении подачи топлива почти не проявляется. Если переднеприводный автомобиль проходит поворот с постоянной скоростью, то в точках контакта передних колес с дорогой должны быть приложены тяговые силы F_{av}, величина которых зависит от радиуса поворота (см. рис. 5.126) и оказывает влияние на устанавливающийся угол увода α_v'. Последний может быть определен расчетным путем по результирующему коэффициенту сцепления μ_R (см. п. 5.9 уравнение (5.4). При этом величина его может быть на $\Delta\beta = 0{,}5 \div 3°$ больше, чем угол α_v (рис. 5.149), требуемый без учета продольных сил. Угол увода сзади α_h в большинстве случаев меньше, чем α_v, величина этой разности зависит от подвесок, радиуса поворота r_0 и скорости автомобиля; оба эти угла

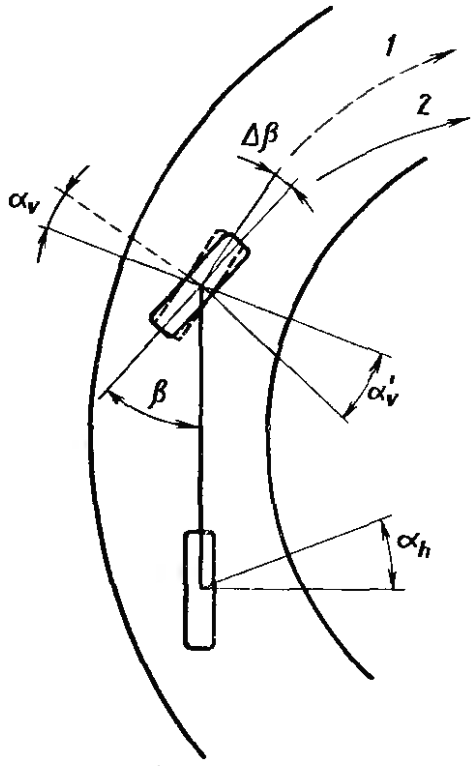


Рис. 5.149. На ведущих передних колесах при отпускании педали акселератора исчезает продольная сила F_a и для передачи боковых сил становится достаточно меньшего угла увода α_V. Если водитель не уменьшит угол поворота колес на величину $\Delta\beta = \alpha'_V - \alpha_V$, автомобиль может повернуться к внутренней стороне поворота: *1* — направление движения; *2* — эффект ввинчивания

вместе определяют показанный на рис. 5.146 угол поворота колес β (см. конец п. 5.8.1).

Если водитель на повороте отпускает педаль акселератора, то продольные силы F_{av} исчезают и для передачи боковых сил было бы достаточно меньшего угла увода α_v. Поворот рулевого колеса в обратную сторону, т. е. уменьшение угла поворота на величину $\Delta\beta = \alpha'_v - \alpha_v$, позволил бы автомобилю сохранить траекторию; если же это своевременно не осуществить, то ставший излишне большим угол поворота вызовет смещение автомобиля к внутренней стороне поворота. К тому же усиленный за счет действия тяговых сил возвратный момент шин M_{L1} тоже вызывал поворот автомобиля передней частью к внешней стороне поворота (см. рис. 5.147). Изменение направления продольных сил на передних колесах при уменьшении подачи топлива может усилить спонтанный эффект ввинчивания, как это было объяснено для задней оси. Длинная база, повышенное давление в задних шинах и исключительное применение радиальных шин со стальным кордом позволили почти полностью исключить проявление этого неприятного свойства на легковых автомобилях, выпускаемых в ФРГ и во Франции.

5.11.3. Влияние рисунка протектора

Шины со стандартным дорожным рисунком протектора позволяют лучше контролировать переход от недостаточной поворачиваемости к избыточной, чем шины *M* & *S* или повышенного сцепления; на последних эффект ввинчивания может проявиться значительно резче. Причина этого, вероятно, в том, что они могут воспринимать меньшие боковые силы (см. рис. 5.120) и имеют рисунок протектора с большей глубиной и меньшей насыщенностью контакта (см. рис. 5.25). Поэтому после переоборудования на зимние шины водитель должен привыкнуть к другому поведению автомобиля.

5.12. ДИСБАЛАНС ШИН И КОЛЕС

При изготовлении шин трудно добиться, чтобы протектор во всех местах по своей окружности имел одинаковую толщину, т. е. отсутствовало бы «тяжелое место». Чтобы определить его положение и создать компенсацию за счет вентиля, все новые шины балансируются и на стороне, противоположной тяжелому месту, маркируются красной точкой. Впоследствии шина должна монти-

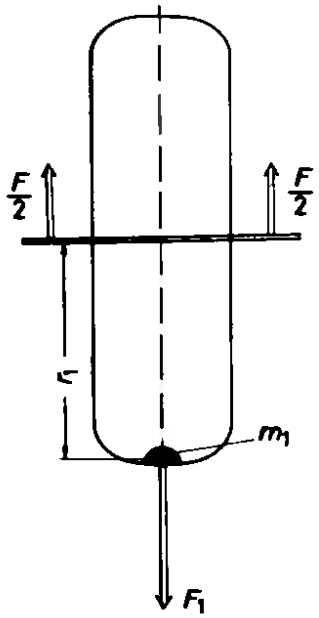


Рис. 5.150. «Тяжелое место» m_1 на периферии шины обусловливает центробежную силу $F_1 = m_1 v^2 / r_1$

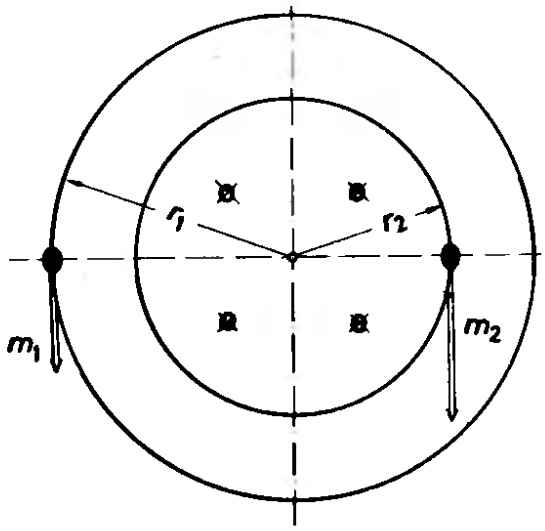


Рис. 5.151. Для выполнения статической балансировки необходимо выполнить условие в плоскости:
$\sum M_x = 0$, т. е. $m_1 r_1 = m_2 r_2$

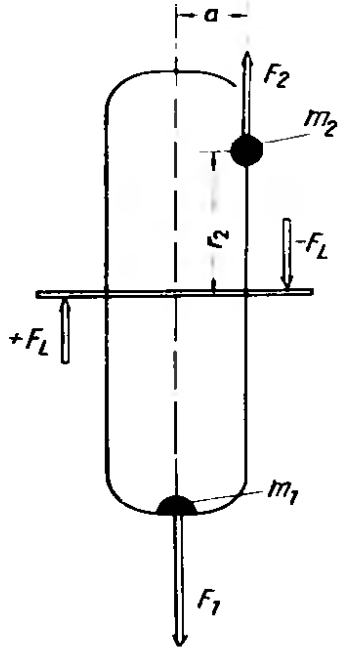


Рис. 5.152. Балансировочный грузик m_2, установленный на закраине обода, образует плечо действия a по отношению к тяжелому месту m_1. За счет этого возникает момент $F_1 a$, который при повышенных скоростях может привести к колебаниям колеса и усилий в опорах $\pm F_L$

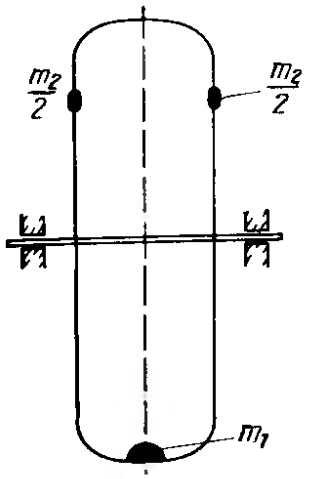


Рис. 5.153. Колесо, динамически отбалансированное с помощью нескольких грузиков, установленных на закраинах обода; при этом в обеих плоскостях выполнено условие $\sum M = 0$

роваться таким образом, чтобы эта точка была расположена у вентильного отверстия. Несмотря на такую компенсацию (которая выполняется аналогично и на дисковых колесах) едва ли можно избежать балансировки готовых смонтированных колес, предназначенных для автомобилей, скорость которых может превышать 80 км/ч. При этом различают процессы статической и динамической балансировки; в первом случае нужно дать колесу «самоустановиться», чтобы компенсировать выявленное «тяжелое место» установкой грузика. На рис. 5.150 показано колесо, имеющее дисбаланс, где тяжелое место m_1 вызывает появление направленной от оси центробежной силы F_1; величина ее растет с квадратом скорости:

$$F_1 = m_1 v^2/r_1 = m_1 r_1 \omega^2.$$

Если, к примеру, тяжелое место имеет массу $m_1 = 0{,}1$ кг и расположено на периферии шины с $r_1 = 0{,}3$ м, то сила F_1 составляет при $v = 108$ км/ч $= 30$ м/с:

$$F_1 = 0{,}1 \frac{30^2}{0{,}3} = 300 \text{ Н}.$$

Таким образом, без балансировки возникла бы циркулирующая сила 300 Н, которая могла бы привести к подпрыгиванию колеса, а также вызвать износ шины, бесполезное нагружение деталей шасси и колебания в рулевом управлении. Уравновешивание за счет грузика m_2, размещенного напротив тяжелого места (рис. 5.151) должно удовлетворять условию $\sum M = 0$, т. е.

$$m_2 = m_1 \frac{r_1}{r_2}.$$

Так как уравновешивающая масса m_2 надежно может быть установлена только на закраине обода, то $r_2 < r_1$ и m_2 должно быть больше, чем m_1. Описанная статическая балансировка в настоящее время едва ли еще где применяется, так как между двумя рассмотренными противолежащими массами будет плечо действия a (рис. 5.152), и возникнет пара сил, вызывающая качательное движение колеса. Если же вместо одной массы m_2 разместить две на одинаковом расстоянии $a/2$ от тяжелого места (рис. 5.153), то колесо будет отбалансировано и динамически. Если тяжелое место находится не посредине протектора, а со сдвигом в сторону заплечика, то компенсация дисбаланса осуществляется двумя различными грузиками по обеим сторонам обода.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ к гл. 5.

Книги

1. BUSCHMANN, KOESSLER: Taschenbuch für den Kraftfahrzeugingenieur. Stuttgart: Deutsche Verlags-Anstalt, 1973.

2. BUSSIEN: Automobiltechnisches Handbuch. Berlin: Verlag Herbert Cram, 1965.

3. REIMPELL, PAUTSCH, STANGENBERG: Die normgerechte technische Zeichnung, Band 1. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1967.

4. REIMPELL, PAUTSCH, STANGENBERG: Die normgerechte technische Zeichnung, Band 2. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1967.

5. MITSCHKE: Dynamik der Kraftfahrzeuge. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 1972.

6. JANTE: Zur Theorie des Kraftwagens. Berlin: Akademie-Verlag, Band 1, 1974. Berlin: Band 2, 1978.

7. HAEDER, GÄRTNER: Die gesetzlichen Einheiten in der Technik. Berlin, Köln: Beuth-Vertrieb GmbH.

8. Neuer Auto-Werkstatt-Kalender. Würzburg: Vogel-Verlag, 1982.

9. KRIST: Neue internationale Einheiten der Technik und Physik — SI-Einheiten. Darmstadt: Technik-Tabellen-Verlag.

10. FUGMANN, MÜLLER: Die Auswirkung der Profiltiefe auf das Kraftschluß-Verhalten der Reifen auf nasser Fahrbahn. München. ADAC-Zentrale, Abt. Technik, 1977.

11. Fakra-Handbuch. Berlin, Köln: Beuth-Vertrieb 1979.

12. TÜV-Auto-Report. Köln: 1981.

13. TÜV Rheinland: Wie sicher ist Ihr Lkw? Köln: 1977.

14. TÜV Bayern: Änderungen an Auto und Motorrad. München: 1978, 2. Auflage.

15. Deutsche Automobil Treuhand GmbH: Marktspiegel für gebrauchte Pkw und Kombi. Stuttgart.

Deutsche Kraftfahrforschung und Fortschrittberichte, VDI-Verlag Düsseldorf

16. Heft 123, Jahrgang 1959: Ochner: Der Einfluß von Nachlauf, Spreizung, Sturz und Vorspur auf die Kinematik von Achsschenkellenkungen.

17. Heft 189, Jahrgang 1967: Loebich: Untersuchungen zum Abroll — und Federungsverhalten von Pkw-Reifen.

18. Heft 209, Jahrgang 1971: Beermann: Experimentelle Untersuchungen über Fahrzeugauslegung und Lenkverhalten von Kraftfahrzeugen.

19. Heft 218, Jahrgang 1971: Waldmann: Untersuchungen zum Lenkverhalten von Kraftfahrzeugen.

20. Heft 230, Jahrgang 1973: Schubert: Seitenkräfte an rollenden Luftreifen bei periodischen Felgenquerbewegungen.

21. Heft 231, Jahrgang 1973: Mitschke, Fehlauer: Einfluß der Radaufhängungskinematik auf das Fahrverhalten.

22. Heft 242, Jahrgang 1974: Grandel, Hörz: Gleitbeiwert, maximaler Kraftschlußbeiwert und Bremsschlupf in Abhängigheit vom Reifenprofil, Fahrbahnbelag und Fahrbahnzustand.

23. Heft 243, Jahrgang 1974: Reimpell: Fahrsicherheit von Personenkraftwagen bei zugelassener Zuladung unter Berücksichtigung der Restfederwege und der zulässigen Achslasten.

24. Fortschritt-Bericht Reihe 12 Nr. 19, 1968: Seitz: Die Kräfte in der Bodenberührungsfläche schnell rollender Reifen.
25. Раймпель Й. Шасси автомобиля М.: Машиностроение, 1983. 356 с.

Журналы

1. Auto, Motor und Sport. Stuttgart: Vereinigte Motorverlage.
2. Automobil-Industrie. Würzburg: Vogel-Verlag.
2. Kfz-Betrieb. Würzburg: Vogel-Verlag.
4. Automobiltechnische Zeitschrift (ATZ). Stuttgart: Franksche Verlagsanstalt.
5. ADAC motorwelt. München: ADAC Verlag.
6. der verkehrsunfall. 7634 Kippenheim: Varlag verkehrstechnischer Schriften.
7. mot. Stuttgart: Vereinigte Motorverlage.
8. VDI-Nachrichten. Düsseldorf: VDI-Verlag.
9. VDI-Zeitschrift. Düsseldorf: VDI-Verlag.

Техническая информация фирм

1. Aluminium-Zentrale, Königsallee 30, 4000 Düsseldorf 1: Merkblätter Aluminium-Knetwerksoffe, Aluminium-Gußlegierungen und weitere Veröffentlichungen.
2. Beratungsstelle für Stahlverwendung: Düsseldorf: Merkblatt 394. Fahrgestellfedern. Merkblatt 471, SI-Einheiten usw.
3. Boge, Eitorf: Niveauregelelemente und Niveauregelanlagen, Stoßdämpfer-Konstruktionen usw.
4. Dunlop, Hanau: Reifen-Handbuch 1979. Technischer Dienst Pkw, 1980. Ehrenreich: Düsseldorf: Technischer Katalog.
5. Fichtel & Sachs Schweinfurt: Niveauregulierungen. Stoßdämpfer, Einbauhinweise für den Konstrukteur.
6. Goetze, Leverkusen—Opladen: Radial-Wellendichtringe.
7. Kronprinz, Solingen: Räderkatalog Nr. 52, 1981/82. Leichtmetallräder 1981. Steilschulterräder 1981. Informationen Pkw—Räder 1980/81.
8. Lemförder Metallwaren: Technischer Katalog. Lemförde: 1979.
9. Lemmerz: Räderkatalog. Königswinter: 1981/82.
10. Pirelli: Presse-Informationen und technische Mitteilungen; Reifen-Handbuch 1979.
11. Stahlwerke Brüninghaus. Werdohl: Technische Daten Fahrzeugfedern. Schmiedbare Werkstoffe.
12. Teves: Ate Bremsen-Handbuch. Ottobrunn bei München: Bartsch Verlag.

ПРОИЗВОДСТВЕННОЕ ИЗДАНИЕ

Й. Раймпель
ШАССИ АВТОМОБИЛЯ.
АМОРТИЗАТОРЫ, ШИНЫ И КОЛЕСА

Редактор А. С. Игнатьев
Художественный редактор В. В. Лебедев
Переплет художника Р. А. Казакова
Технический редактор Н. М. Харитонова
Корректоры: О. Е. Мишина, Л. Я. Шабашова

ИБ № 4920

Сдано в набор 31.01.86. Подписано в печать 03.07.86. Формат 60×90 1/16.
Бумага офсетная. Гарнитура литературная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 20,0. Усл. кр.-отт. 20,0. Уч.-изд. л. 21,53.
Тираж 10 000 экз. Заказ 74. Цена 1 р. 70 к.

Ордена Трудового Красного Знамени издательство «Машиностроение»,
107076, Москва, Стромынский пер., 4

Ленинградская типография № 6 ордена Трудового Красного Знамени
Ленинградского объединения «Техническая книга» им. Евгении Соколовой
Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР
по делам издательств, полиграфии и книжной торговли.
193144, г. Ленинград, ул. Моисеенко, 10.